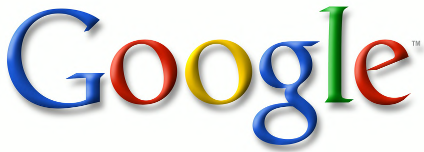
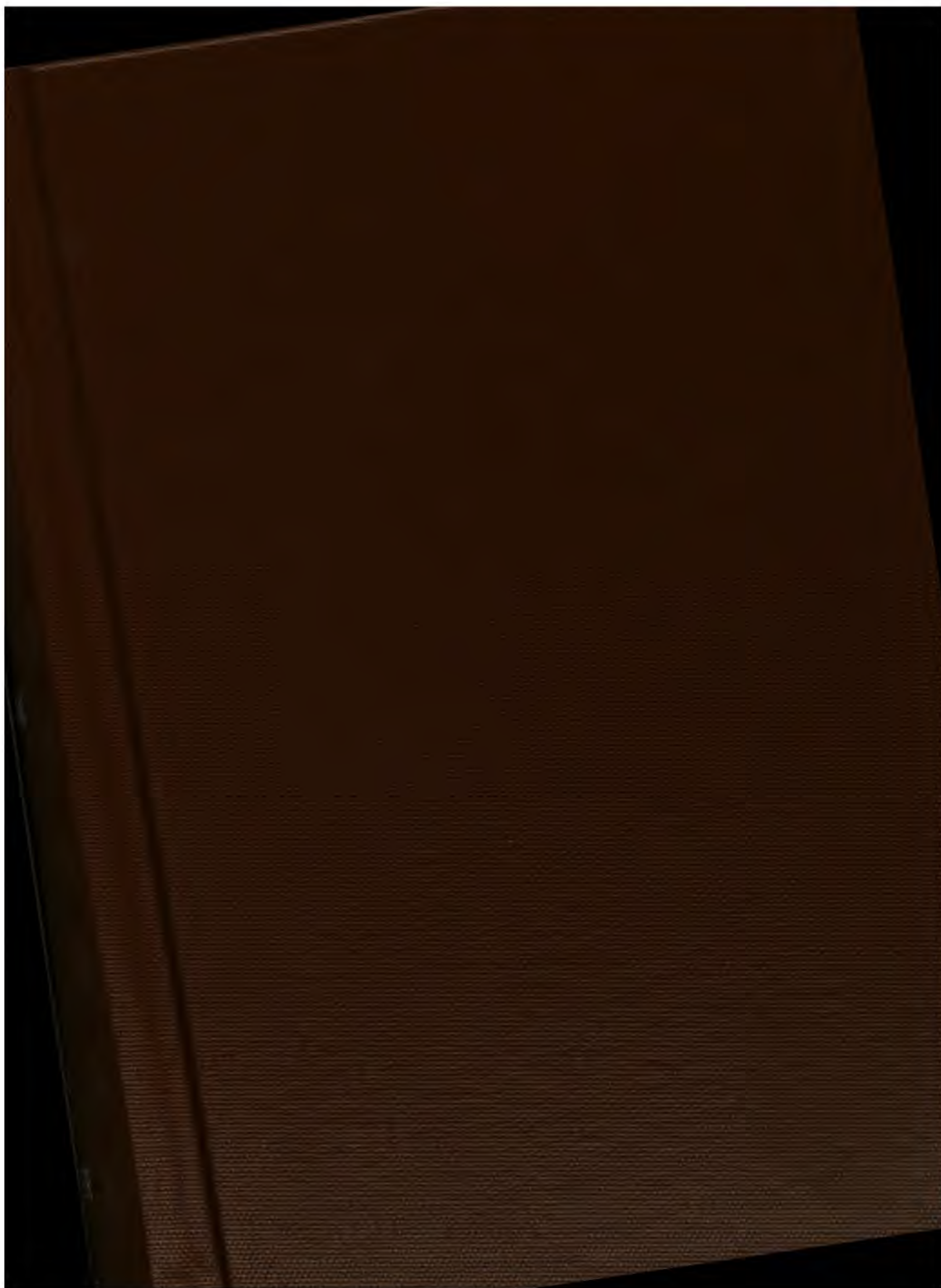
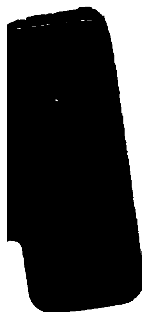
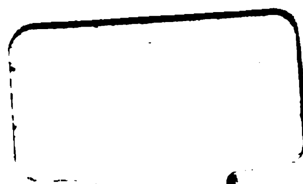
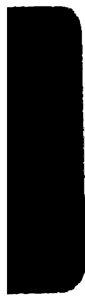
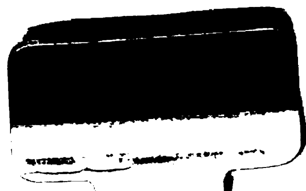














Leitfaden

des

Maschinenbaues

für

Vorträge sowie zum Selbststudium

für angehende Techniker, Maschinenzeichner, Constructeure und technische Beamte industrieller Etablissements.

Von

Josef Pechan,

Ritter des Franz Josef-Ordens,
Maschinen-Ingenieur, Professor für Maschinenbau, Maschinenzeichnen und mechanische Technologie, Fachvorstand der mechanisch-technischen Abtheilung an der k. k. Staats-Gewerbeschule in Reichenberg, f. Z. Chef-Ingenieur der Ottakringer Eisengießerei und Maschinenfabrik in Wien und der internationalen elektrischen Ausstellung in Wien 1883, 2c. 2c.

Zweite Abtheilung:

Motoren.

Zweite verbesserte und vermehrte Auflage.

Mit 190 in den Text gedruckten Holzschnitten und 70 Figurentafeln.

Reichenberg.
Verlag von J. Fritsche.
1890.

Druck von Gebrüder Stiepel in Reichenberg.

Vorwort zur zweiten Auflage.

Diese zweite Auflage folgt rasch jener der ersten Abtheilung und da die erste Auflage der zweiten Abtheilung bereits im Buchhandel vergriffen war, als die dritte Abtheilung erschien, so ist hiemit das ganze Werk zum ersten Male vollständig im Buchhandel vorhanden. In der zweiten Auflage sind durchwegs die neuesten Erfahrungen und bewährten Constructionen auf dem weiten Gebiete der behandelten Maschinen berücksichtigt. Infolge des großen Fortschrittes, welchen in den letzten Jahren der Bau der Dampfkessel und Dampfmaschinen und insbesondere jener der Gasmotoren aufzuweisen hat, ist eine ganz bedeutende Vermehrung sowohl im Text als auch und insbesondere in den constructiven Darstellungen auf den Tafeln eingetreten.

Das Capitel über die Dampfheizung wurde fortgelassen, da es den Rahmen dieses Werkes überschritt. Ferner wurde durch Hinweglassung veralteter Constructionsdetails in den Tafeln und vieler nunmehr entbehrlich gewordener Textfiguren gekürzt, so dass trotz der bedeutenden Textvermehrung der Umfang des Textbandes nicht zunahm. Dagegen ergab sich eine ganz wesentliche Vermehrung der Anzahl der Figuren-Tafeln.

Die neu aufgenommenen Constructionen sind wie die übrigen durchaus mustergiltig und mit größter Sorgfalt ausgeführt. Die Detailconstruction wurde thunlichst berücksichtigt.

Übrigens sind genau dieselben Maßbezeichnungen eingehalten wie in der ersten Abtheilung. Bezüglich der zur Anwendung gebrachten, bereits in der ersten Abtheilung enthaltenen Angaben, ist durch Anführung der Seitenzahl (P. I.) dorthin verwiesen. Die zahlreichen durchgerechneten Beispiele sind nach wie vor durchwegs praktischen Ausführungen

*

entsprechend und die bezüglichen Figuren nach der Berechnung construiert. Ebenso ist wie in der ersten Auflage am Schlusse ein Literaturnachweis beigefügt, welcher dem strebsamen Leser zu eingehenderem Studium dienlich sein dürfte.

Es entspricht somit diese zweite Auflage durchaus dem heutigen hohen Standpunkte des Maschinenbaues und der Maschinenverwendung, wobei insbesondere den Anforderungen der unmittelbaren Anwendung in der Praxis nach den eigenen vielseitigen Erfahrungen des Verfassers Rechnung getragen wurde.

Im Zusammenhalte mit der kürzlich erschienenen dritten Abtheilung ist hiermit dieses gewiss weitgehenden Anforderungen vollkommen entsprechende Lehrbuch für den Unterricht im allgemeinen Maschinenbau und Maschinenconstructionszeichnen an technischen Lehranstalten, welches nicht nur den in der Schule zu behandelnden Lehrstoff im vollen Umfange umfasst, sondern denselben zugleich in einer solchen Anordnung bietet, dass es den Technikern bei ihren Arbeiten in der Praxis als ein wertvoller und wichtiger Behelf dient, zeitgemäß vervollständigt und sohin auch den Bedürfnissen der ausübenden technischen Beamten industrieller Etablissements, Maschinenzeichnern und Constructeuren wieder Rechnung getragen, in deren Kreisen sich schon die erste Auflage so viele Freunde erworben hat.

Reichenberg, im Mai 1890.

Der Verfasser.

Inhalt.

Zweite Abtheilung.

Motoren.

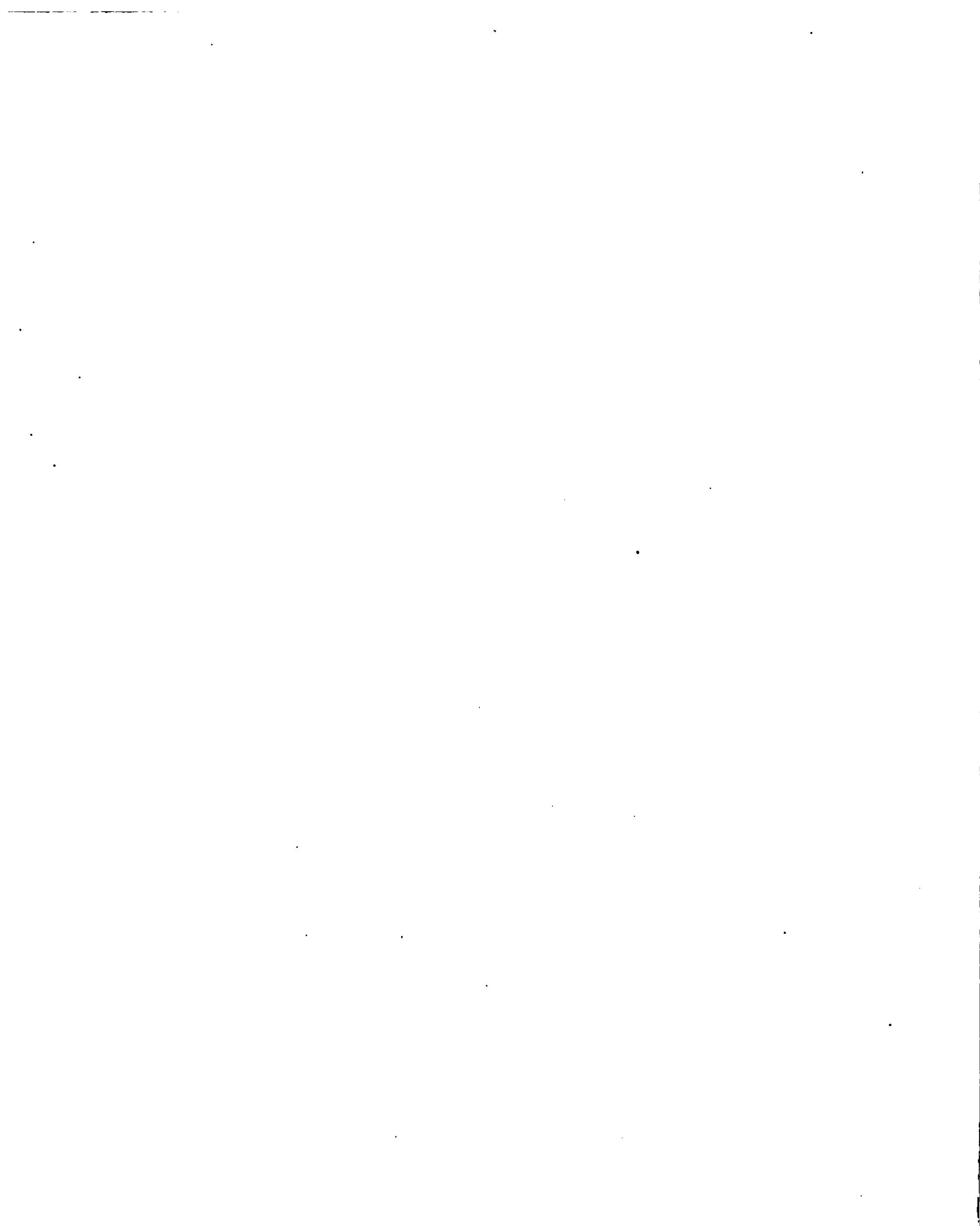
IV. Die Dampfkessel.

V. Die Dampfmaschinen.



Zweite Abtheilung.

Motoren.



Vorbemerkung.

Motoren sind solche Maschinen, welche die Ausnützung einer Wasserkraft oder der Expansivkraft des Dampfes oder comprimierter Luft, heißer Luft oder jener explodierender Gase zum Maschinenbetriebe bewirken, indem selbe mittels rotierender Welle und entsprechender Zahnräder-, Riemen- oder Seilübersetzung die Kraftübertragung auf die Transmissionswelle mit bestimmter minutlicher Umdrehungszahl bewerkstelligen.

Es gehören sonach hierher die Wassermotoren, d. i. Maschinen, welche die Ausnützung einer Wasserkraft bewirken und solche sind die Wasserräder, Turbinen und Wasserdruckmaschinen; ferner gehören hierher die Dampfmotoren oder Dampfmaschinen, in welchen statt des Dampfes auch comprimierte Luft treibend wirken kann, endlich die Heißluftmaschinen oder calorischen Maschinen und die Gaskraftmaschinen.

Die Dampfmaschinen sind unzertrennlich von den zur Dampferzeugung dienenden Dampfkesselanlagen und diese sind deshalb den Dampfmaschinen vorangestellt, ebenso den Wassermotoren die davon unzertrennlichen Wehre und Canäle.

I. Die Wehre und Canäle.

1. Zweck und Arten der Wehre und Canäle. Die Aufstellung des Wassermotors erfolgt gewöhnlich so, dass das Wasser an einem höheren Punkte aus einem natürlichen, zur Erzielung eines größen Gefälles aufgestauten Wasserlauf entnommen und an einem tieferen Punkte wieder in den natürlichen Wasserlauf hineingeleitet wird, wie in Fig. 1 und 2, Taf. I durch Pfeile angedeutet ist. Es sind also außer der baulichen Einrichtung des Wassermotors mit dem Maschinenhaus oder der Radstube noch besondere Wasserbauten erforderlich. Zu diesen gehört das Wehr, welches dazu dient, das Wasser im natürlichen Wasserlauf aufzustauen und den Wasserspiegel an der Einmündung des Canales

möglichst auf gleicher Höhe zu erhalten, um es zum Eintritt in den Canal zu nöthigen; der Zuflusscanal oder Oberwassergraben, in welchem das Aufschlagwasser zum Motor fließt, an dessen Aufstellungsort das Gefälle concentriert wird; der Abflusscanal oder Unterwassergraben, in welchem das vom Motor abfließende Wasser dem natürlichen Wasserlauf wieder zugeführt wird und endlich der Freifall (das Freifluther oder der Freilauf), durch welchen das dem Motor zufließende Wasser des Zuflusscanals abgeleitet wird, wenn der Motor für kurze Zeit abgestellt wird, oder zuviel Wasser im Canal zufließt oder endlich bei Abstellung des Motors, bis der Zuflusscanal beim Wehr abgesperrt wird. Ein solcher Freilauf oder Leercanal wird zweckmäßig beim Wehr und ein zweiter unmittelbar vor dem Motor angebracht. Zur Abhaltung des Aufschlagwassers vom Zuflusscanal ist an der Einmündung desselben die Einlassschleuße vorhanden. Schleuße im allgemeinen heißt jedes Wasserbauwerk, das als bewegliche Scheidewand zwischen einem höheren und einem tiefer liegenden Wasserspiegel zu dienen und nach Bedarf diese beiden Wasserspiegel getrennt zu erhalten oder miteinander in Verbindung zu bringen hat. Zum Abschluß des Freilaufes ist an dessen Einmündung in den Canal die Freifallschütze (Freilaufschütze, Flutherschütze) angebracht. (P. I. Fig. 17 bis 19, Text S. 61 und Fig. 14 Taf. VIII.)

Ist, wie in Fig. 1 und 2, Taf. I ein zweiter Freilauf zur Vermeidung von Überschwemmungen vom Obercanal abgezweigt, so dient zu dessen Abschluss eine Freischleuße. Zur Abhaltung der im Obergraben zufließenden Holzstücke, Blätter und dergleichen ist vor dem Eintritt des Wassers in die Radstube im Zuflusscanal der Rechen angebracht. Die vorgenannten Bauwerke sind in Fig. 1 und 2, Taf. I eingezeichnet und benannt.

Bei geringer Stauhöhe kommt ein Grundwehr (Fig. 3 Taf. I) zur Anwendung, bei großer Stauhöhe ein vollkommenes Überfallwehr (Fig. 1 bis 7, Taf. II und Fig. 1, Taf. III). Letzteres ist das bei Wassermotoren-Anlagen gewöhnlich gebräuchliche.

Darf bei steigendem Wasserzufluss der Wasserspiegel oberhalb des Wehres nicht höher werden, um Überschwemmungen zu verhüten oder den Benützer der Wasserkraft ober dem Wehr nicht zu beeinträchtigen, so muss das Wehr mit einer Schleuße mit Stauschütze versehen sein, vermittels welcher das Wasser in den natürlichen Wasserlauf abgelassen werden kann. Es heißt dann ein Überfall-Schleußenwehr, Durchlasswehr,

durchbrochenes Wehr, Wehr mit Einschnitten oder combiniertes Wehr. Das überschüssige Wasser fließt bei gewöhnlichem Wasserzufluss über die Stauschütze wie über das Wehr, bei größerem Wasserzufluss hingegen wird die Schütze so hoch gehoben, dass durch die entstehende Schützenöffnung das überschüssige Wasser unter der Schütze abfließt und somit der Wasserspiegel über dem Wehr auf bestimmter Höhe bleibt. (Fig. 2 und 3 Taf. III.) Die meisten Fälle der Praxis lassen ein Überfall-Schleußenwehr zur Anwendung angezeigt erscheinen.

Im Hinblick auf das Wasserrecht werden bei den Wehren sogenannte Aichpfähle, Heimpfähle oder Pegel angebracht, welche die Höhe der Überfallschwelle festsetzen. Dieselben sind gehörig fundiert und zum Schutz mit Erde bedeckt. Bei Turbinen für Wasserkräfte mit großem Gefälle wird oft als Fortsetzung des Zuflusscanals eine Rohrleitung aus Gusseisen oder Eisenblech angewendet, wie in Fig. 1, Taf. V gezeichnet.

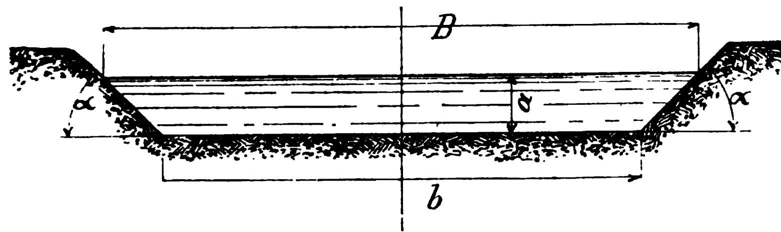


Fig. 1. Trapezförmiger Canalquerschnitt (1/100 Ng.).
α = Böschungswinkel, cotg α = Böschung.

2. Haupttheile der Wehre und Canäle. Die Haupttheile der Wehre sind in den Fig. 3, Taf. I und auf Taf. II und III gezeichnet und benannt. Zur Erzielung einer möglichst geringen Wasserhöhe beim Abfluss der ganzen Wassermenge über das Wehr, erscheint es erforderlich, die Wehrkrone möglichst lang zu machen. Dies erreicht man entweder durch Schiefstellen oder Brechen der Wehrkrone und man unterscheidet sonach das schiefe Wehr (Fig. 4, Text), das gerade Wehr (Fig. 5, Text), das einfach gebrochene Wehr (Fig. 6, Text) und das doppelt gebrochene Wehr (Fig. 7, Text). Die Anordnung des schiefen Wehres bedingt an der Seite des spitzen Winkels besondere Uferschutzbauten, damit keine Beschädigung durch das vom Wehre abfließende Wasser eintritt. Es ist deshalb das gebrochene Wehr vorzuziehen.

Die Haupttheile der Canäle bilden deren Umgrenzung, nämlich Sohle und Wände, sodann die Schützen und der Rechen. Die Umgrenzung

der Canäle besteht entweder aus Erde (Fig. 1, Text), aus Stein (Fig. 2, Text), aus mit Mörtel hergestelltem Mauerwerk (Fig. 3, Text), aus Holz (Fig. 1 und 2, Taf. IV) oder aus Gußeisen (Fig. 3 und 4, Taf. IV).

Gußeiserne Wandungen sind mittels Flanschen verschraubt. Bei hölzernen Wandungen bestehen die Seitenwände aus Pfosten und der Boden aus Brettern, welche auf Tragleisten aufruhen. Bei letzteren dienen Rahmen je aus dem Sohlbalken, den Seitenstützen und dem Kopfbalken bestehend, zum Zusammenhalten des Ganzen, und die Fugen werden durch Moos oder Kitt abgedichtet.

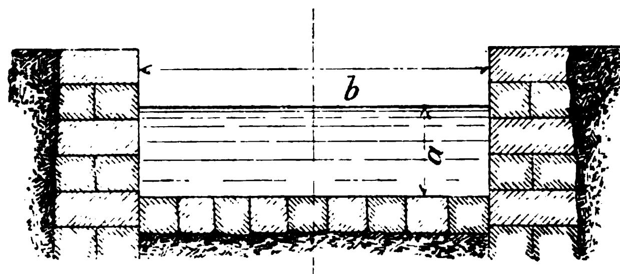


Fig. 2. Rechteckiger Querschnitt ($^1/_{50}$ Ng.).

Canäle in dichter Erde werden mit der Böschung 1 : 1 (cotg $\alpha = 1$, Fig. 1, Text) und solche in Sand und lockerer Erde mit der Böschung 2 : 1 (cotg $\alpha = 2$, Fig. 1, Text) ausgeführt. Details der Schützen zeigen die Fig. 3, Taf. I und 1 bis 5, Taf. II, ferner P. I. Fig. 17 bis 19, Text, S. 61 und Fig. 14, Taf. VIII. Details des Rechens sind in den Fig. 5 und 6, Taf. IV gezeichnet. Die Fluther erhalten gewöhnlich ein Bett aus Stein.

3. Dimensionsbestimmung. Die Höhe des vollkommenen Überfallwehres ergibt sich aus der Stauhöhe mit Rücksicht auf die abfließende Wassermenge.

Bezeichnet, wie in Fig. 1, 6 und 7, Taf. II cotiert

x die Höhe des vollkommenen Überfallwehres in Meter,

b die Breite desselben in Meter,

h_1 die Stauhöhe in Meter,*)

*) Nach Redtenbacher soll die Stauhöhe nicht über 2,5 m betragen, weil eine hohe Stauung nicht nur ein hohes Wehr, sondern auch oftmals hohe und ausgedehnte mithin kostspielige Uferschutzbauten erfordert.

h die Druckhöhe des Wassers über der Wehrkrone oder die Tiefe der Überfallschwelle unter dem aufgestauten Wasserspiegel in Meter,

a die Wassertiefe im alten Bett oder die Tiefe des Unterwassers unter der Voraussetzung, dass die ganze zufließende Wassermenge über das Wehr abfließt, in Meter,

$\mu = 0{,}80$ den Ausflusscoefficient für die gewöhnlich abgerundete, durch Flügelwände begrenzte Wehrkrone,

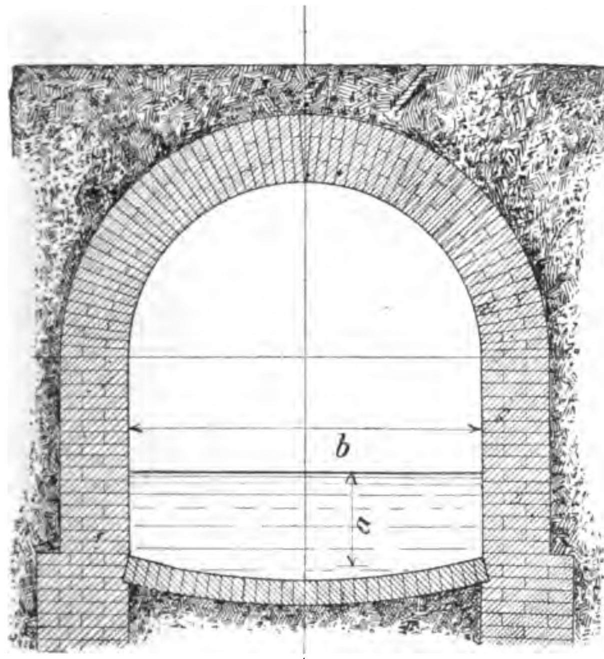


Fig. 8. Ausgemauerter unterirdischer Canal ($^1/_{50}$ Ng.).

c die Geschwindigkeit des am Wehr ankommenden Wassers in Meter pro Secunde,

$g = 9{,}81$ die Acceleration der Schwere,

$\sqrt{2g} = 4{,}4292$,

Q die pro Secunde über das Wehr abfließende Wassermenge in Kubikmeter,

so ist nach Weisbach*) die Wassermenge

*) Weisbach, Lehrbuch der Ingenieur- und Maschinen-Mechanik, S. 347.

$$Q = {}^2/_3\, \mu \,.\, b\, \sqrt{2g} \,.\left[\left(h + \frac{c^2}{2g}\right)^{3/2} - \left(\frac{c^2}{2g}\right)^{3/2}\right] \quad . \; . \; . \quad (1$$

und hieraus die Druckhöhe des Wassers über der Wehrkrone

$$h = \left[\frac{Q}{{}^2/_3\, \mu \,.\, b\, \sqrt{2g}} + \left(\frac{c^2}{2g}\right)^{3/2}\right]^{2/3} - \frac{c^2}{2g} \quad . \; . \; . \; . \; . \; . \quad (2$$

und hiermit die Wehrhöhe

$$x = a + h_1 - h \quad . \; . \; . \; . \; . \; . \; . \; . \; . \; . \; . \; . \; . \; . \quad (3$$

Annähernd kann man setzen, wenn c sehr klein ist und sohin $\frac{c^2}{2g}$ vernachlässigt werden kann, was thunlich ist, wenn $x \gtreqless 0{,}6\ m$ ausfällt,

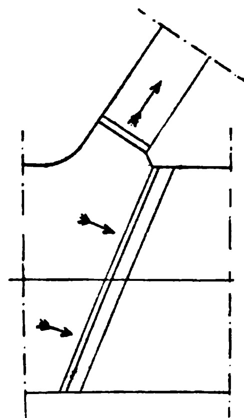


Fig. 4. Schiefes Wehr ($^1/_{500}$ Ng.).

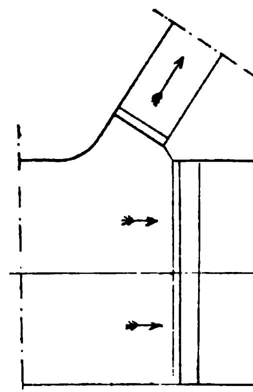


Fig. 5. Gerades Wehr ($^1/_{500}$ Ng.).

$$h = \left(\frac{Q}{{}^2/_3\, \mu\, b\, \sqrt{2g}}\right)^{2/3} \quad . \; . \; . \; . \; . \; . \; . \; . \; . \; . \; . \; . \; . \quad (4$$

und hiermit

$$x = a + h_1 - \left(\frac{Q}{{}^2/_3\, \mu\, b\, \sqrt{2g}}\right)^{2/3} . \; . \; . \; . \; . \; . \; . \; . \; . \; . \quad (5$$

Für das **Grundwehr** hat man mit den gleichen, in Fig. 1 bis 3, Taf. I, cotierten Bezeichnungen die Wassermenge

$$Q = \mu\, b \sqrt{2g} \left\{ {}^2/_3 \left[\left(h_1 + \frac{c^2}{2g}\right)^{3/2} - \left(\frac{c^2}{2g}\right)^{3/2}\right] + (h - h_1) \,.\left(h_1 + \frac{c^2}{2g}\right)^{1/2} \right\} \quad (6$$

und hieraus die Druckhöhe über der Wehrkrone

$$h = h_1 + \frac{Q}{\mu b \sqrt{2g\left(h_1 + \frac{c^2}{2g}\right)}} - {}^2/_3 \cdot \frac{\left(h_1 + \frac{c^2}{2g}\right)^{3/2} - \left(\frac{c^2}{2g}\right)^{3/2}}{\left(h_1 + \frac{c^2}{2g}\right)^{1/2}} \quad (7$$

und hiermit die Wehrhöhe wieder

$$x = a + h_1 - h \quad \ldots \ldots \ldots \ldots \ldots \quad (8$$

und es ist überhaupt ein Grundwehr vorhanden, also $h > h_1$ wenn

$$Q > {}^2/_3\, \mu\, b \sqrt{2g} \left[\left(h_1 + \frac{c^2}{2g}\right)^{3/2} - \left(\frac{c^2}{2g}\right)^{3/2}\right] \ldots \ldots \quad (9$$

und annähernd wenn c sehr klein und sohin $\frac{c^2}{2g}$ vernachlässigt wird, wenn

$$Q > {}^2/_3\, \mu\, b\, h_1 \sqrt{2gh_1} \ldots \ldots \ldots \ldots \ldots \quad (10$$

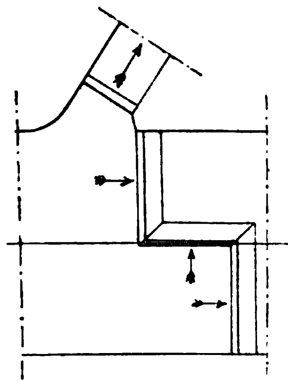


Fig. 6. Gebrochenes Wehr ($^1/_{800}$ Ng.).

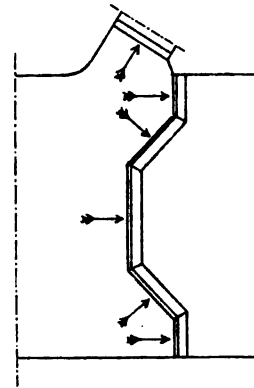


Fig. 7. Doppelt gebrochenes Wehr ($^1/_{800}$ Ng.).

hingegen ist ein Überfallwehr vorhanden, wenn

$$Q < {}^2/_3\, \mu\, b\, h_1 \sqrt{2gh_1} \ldots \ldots \ldots \ldots \ldots \quad (11$$

Die Pfähle oder Piloten des Pfahlrostes (Fig. 7, Taf. II) sind rund und erhalten 200 bis 300 *mm* Durchmesser; die darauf liegenden Schwellen erhalten quadratischen Querschnitt von 240 bis 260 *mm* Seitenlänge.

Bezeichnet ferner für Durchlassschützen bei Schleußen mit freiem Ausfluss wie in Fig. 2 und 3, Taf. III cotiert

a_0 die Öffnungshöhe der Schütze in Meter,

b_0 die Öffnungsbreite in Meter,

h_0 die Druckhöhe von der Mitte der Höhe der Schützenöffnung bis zum Oberwasserspiegel in Meter,

$h' = h_0 + \frac{a_0}{2}$ die Höhe des Oberwasserspiegels über der Schwelle der Schützenöffnung in Meter,

$\mu = 0,6$ den Ausflußcoefficient,

c die Geschwindigkeit des an der Schützenöffnung ankommenden Wassers in Meter pro Secunde,

$g = 9,81$ die Acceleration der Schwere,

Q_0 die pro Secunde durch die Schützenöffnung abfließende Wassermenge in Kubikmeter,

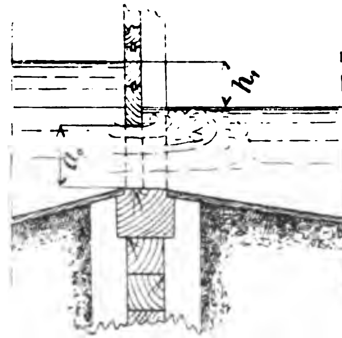


Fig. 8. Schützenöffnung unter Wasser (1/50 Ng.).

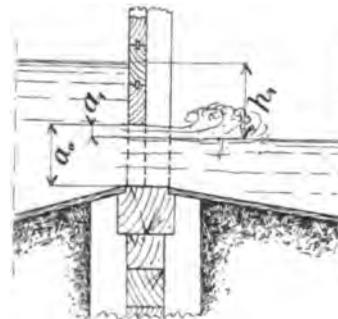


Fig. 9. Schützenöffnung theilweise unter Wasser (1/50 Ng.).

so ist nach Weisbach*) die Wassermenge

$$Q_0 = \mu\, a_0\, b_0 \sqrt{2g\left(h_0 + \frac{c^2}{2g}\right)} \quad . \; . \; . \; . \; . \; . \; . \; . \; . \quad (12$$

und hieraus für eine bestimmte Wassermenge Q_0 die Druckhöhe

$$h_0 = \frac{1}{2g}\left(\frac{Q_0}{\mu\, a_0\, b_0}\right)^2 - \frac{c^2}{2g} \quad . \; . \; . \; . \; . \; . \; . \; . \; . \; . \; . \quad (13$$

und die Öffnungshöhe bei Vernachlässigung von $\frac{c^2}{2g}$

$$a_0 = \frac{Q_0}{\mu\, b_0 \sqrt{2g\, h_0}} = \frac{Q_0}{\mu\, b_0 \sqrt{2g\left(h' - \frac{a_0}{2}\right)}} \quad . \; . \; . \; . \quad (14$$

*) Weisbach, Lehrbuch der Ingenieur- und Maschinen-Mechanik, 4. Aufl., 2. Thl., S. 348.

Mündet die Schützenöffnung unter Wasser wie in Fig. 8, Text, und ist die Niveaudifferenz der beiden Wasserspiegel gleich der Stauhöhe h_1, so ist, wenn wieder a_0 die Öffnungshöhe und b_0 die Öffnungsbreite bezeichnet, die abfließende Wassermenge Q_0 mit $\mu = 0{,}6$ nach Weisbach

$$Q_0 = \mu\, a_0\, b_0 \sqrt{2g\, h_1} \quad \ldots\ldots\ldots\ldots \quad (15$$

woraus die Öffnungshöhe

$$a_0 = \frac{Q_0}{\mu\, b_0 \sqrt{2g\, h_1}} \quad \ldots\ldots\ldots\ldots \quad (16$$

Fällt endlich der Unterwasserspiegel in die Schützenöffnung, wie in Fig. 9, Text, und ist a_1 die freie, a_0 aber wie vorher die totale Öffnungshöhe, b_0 die Öffnungsbreite, h_1 die Niveaudifferenz gleich der Stauhöhe, so ist die durchfließende Wassermenge Q_0 mit $\mu = 0{,}6$ nach Weisbach

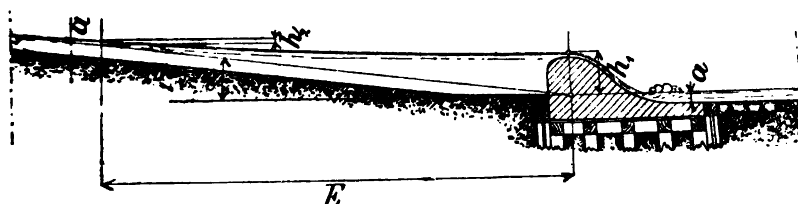


Fig. 10. Aufgestauter Wasserspiegel ober dem Wehr.
h_1 Stauhöhe, E Stauweite, α Neigungswinkel des ursprünglichen Wasserspiegels.

$$Q_0 = \mu\, b_0 \sqrt{2g} \left[a_1 \sqrt{h_1 - \frac{a_1}{2}} + (a_0 - a_1)\sqrt{h_1} \right] \quad . \quad . \quad (17$$

woraus die freie Öffnungshöhe für eine bestimmte abzuleitende Wassermenge Q_0

$$a_1 = \frac{1}{\sqrt{h_1 - \frac{a_1}{2}}} \cdot \left[\frac{Q_0}{\mu\, b_0 \sqrt{2g}} - (a_0 - a_1)\sqrt{h_1} \right] \quad . \quad (18$$

Die **Stauweite**, d. i. die Entfernung, auf welche sich die aufstauende Wirkung eines Wehres stromaufwärts erstreckt, wird nach Grashof*) in der Weise bestimmt, dass man berechnet, in welcher Entfernung E vom Wehr stromaufwärts die Stauhöhe den kleineren noch zulässigen Wert h_2 aufweist, wenn sie dicht neben dem Wehr gleich h_1 ist.

*) Redtenbacher-Grashof, Resultate für den Maschinenbau, 6. Aufl., S. 115.

Bezeichnet wie in Fig. 10, Text, cotiert

h_1 die Stauhöhe dicht neben dem Wehr, in Meter,

h_2 die Stauhöhe in der Entfernung E vom Wehr stromaufwärts, in Meter,

α den Neigungswinkel des ursprünglichen Wasserspiegels, vor Errichtung des Wehres, gegen den Horizont, im Bogenmaße für den Halbmesser gleich der Einheit, oder das Gefälle des ursprünglichen Wasserspiegels in Meter auf 1 m Länge,

a die mittlere Wassertiefe vor Errichtung des Wehres, in Meter,

U den benetzten Theil des Umfanges im Profil des ursprünglichen Wasserlaufes in Meter,

F die Querschnittsfläche des Wassers im ursprünglichen Zustand des Wasserlaufes, in Quadratmeter,

c die mittlere Geschwindigkeit des Wassers im ursprünglichen Zustand des Wasserlaufes, in Meter,

$g = 9{,}81$ die Acceleration der Schwere,

φ_1 und φ_2 die den Stauhöhen h_1 und h_2 beziehungsweise den Quotienten $\frac{a}{a + h_1}$ und $\frac{a}{a + h_2}$ entsprechenden Werte der nachfolgenden Tabelle:

Tabelle der Werte für φ_1 und φ_2 nach Bresso, Mécanique appliquée.

Quotient $\frac{a}{a+h_1}$ oder $\frac{a}{a+h_2}$	Wert für φ_1 oder φ_2	Quotient $\frac{a}{a+h_1}$ oder $\frac{a}{a+h_2}$	Wert für φ_1 oder φ_2	Quotient $\frac{a}{a+h_1}$ oder $\frac{a}{a+h_2}$	Wert für φ_1 oder φ_2
0,995	1,6469	0,920	0,7231	0,65	0,2395
0,990	1,4159	0,910	0,6839	0,60	0,1980
0,985	1,2807	0,900	0,6489	0,55	0,1625
0,980	1,1848	0,880	0,5884	0,50	0,1318
0,975	1,1105	0,860	0,5374	0,45	0,1052
0 970	1,0497	0,840	0,4932	0,40	0,0821
0,960	0,9539	0,820	0,4544	0,35	0,0623
0,950	0,8795	0,800	0,4198	0,30	0,0455
0,940	0,8188	0,750	0,3470	0,25	0,0314
0,930	0,7675	0,700	0,2883	0,20	0,0201

so erhält man nach Grashof näherungsweise

$$E = \frac{h_1 - h_2}{\alpha} + \frac{a}{\alpha} \cdot \left(1 - \frac{U}{F} \cdot \frac{c^2}{g}\right) \cdot (\varphi_2 - \varphi_1) \quad . \quad . \ (19^*)$$

und zwar um so genauer, je weniger veränderlich die Flussbreite in der Längenstrecke E, je größer diese Breite im Vergleich zur Tiefe ist, und je steiler die Flussufer sind.

Wird $\frac{U}{F} \cdot \frac{c^2}{g} > 1$ also das zweite Glied der Gl. (19 negativ, so würde dies andeuten, dass der Wasserspiegel gegen das Wehr zu steigt, weil das erste Glied die Stauweite bei horizontalem Wasserspiegel vom Wehr aufwärts vorstellt. Da aber Gl. (19 nur angenäherte Resultate ergibt, so wird man in solchem Falle nur das erste Glied der Gl. (19

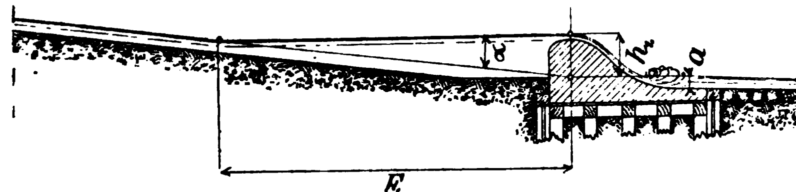


Fig. 11. Horizontaler Wasserspiegel ober dem Wehr.
h_1 Stauhöhe, E Stauweite, α Neigungswinkel des ursprünglichen Wasserspiegels.

in Betracht ziehen, also den Wasserspiegel vom Wehr aufwärts vollkommen horizontal annehmen, wie in Fig. 11, Text, gezeichnet, und annähernd setzen

$$E = \frac{h_1 - h_2}{\alpha} \quad . \quad . \quad . \quad . \quad . \quad . \quad . \quad . \quad . \quad . \quad . \quad . \quad . \quad . \ (20$$

obwohl bei großem Gefälle und sehr geringer Wassertiefe das Ansteigen des Wasserspiegels gegen das Wehr thatsächlich vorkommt.

Für annähernde Rechnung erhält man unter Voraussetzung eines horizontalen Oberwasserspiegels aus Fig. 11, Text, wenn man den Winkel α im Gradmaß ausdrückt, die Stauweite

$$E = h_1 \cdot \text{cotg}\ \alpha \quad . \quad . \quad . \quad . \quad . \quad . \quad . \quad . \quad . \quad . \quad . \quad . \quad . \quad . \ (21$$

---

*) Nach Grashof ist allgemein

$$\varphi = \frac{1}{6} \text{ log. nat. } \frac{z^2 + z + 1}{(z - 1)^2} - \frac{1}{\sqrt{3}} \text{ arccotg. } \frac{2z + 1}{\sqrt{3}}$$

wobei

$$z = \frac{a + h}{a}$$

und $h = h_1$ für $\varphi = \varphi_1$; $h = h_2$ für $\varphi = \varphi_2$ zu setzen ist.

Die Länge der Canäle richtet sich nach örtlichen Verhältnissen. Bei freier Wahl und geeigneten Terrain-Verhältnissen ist es zweckmäßig, die Canäle in gerader Linie zu führen und den Obergraben kurz, den Untergraben dagegen lang zu machen, also das Maschinenhaus in der Nähe des Wehres anzulegen.*) Oft muss jedoch der Canal neben einer Straße hingeführt werden und sonach deren Krümmungen folgen.

In Gebirgsthälern wird der Obergraben an der Berglehne hingeführt, also nach dieser gekrümmt und mit Rücksicht auf die Terrainverhältnisse gewöhnlich ein langer Obergraben und kurzer Untergraben angewendet.

Die Querschnittsfläche des Canals hängt ab von der mittleren Geschwindigkeit des Wassers im Canale und von der pro Secunde durchfließenden Wassermenge.

Bezeichnet

F die Querschnittsfläche des Wassers im Canale in Quadratmeter,

v die mittlere Geschwindigkeit des Wassers im Canal in Meter pro Secunde,

Q die durch den Canal fließende Wassermenge, in Kubikmeter pro Secunde,

so ist

$$F = \frac{Q}{v} \quad \ldots \ldots \ldots \quad (22$$

*) Nach Redtenbacher sind die Gründe, welche für eine solche Anlage sprechen, folgende:

1. Die Einlassschleuße ist in der Nähe der Fabrik und kann daher leicht und schnell bedient werden.
2. Im Obergraben bildet sich im Winter gewöhnlich Grundeis, welches weggeschafft werden muss, während solches im Untergraben wegen des dort eindringenden wärmeren Horizontalwassers nicht leicht entsteht oder doch nicht leicht den Gang der Maschine stören kann, daher nicht entfernt zu werden braucht.
3. Ein höherer Wasserstand im Flusse verursacht bei langem Untergraben nur eine geringe Stauung des Unterwassers beim Motor (Rückstau, Unterstau), wogegen bei kurzem Untergraben durch den Rückstau das nutzbare Gefälle oft bedeutend vermindert wird.
4. Die Herstellung wasserdichter Canalwandungen des Obergrabens ist gewöhnlich mit vielen Schwierigkeiten und Kosten verbunden und im Winter werden die Canaldämme durch Einfrieren zerrissen; die Böschungen des Untergrabens dagegen brauchen nicht wasserdicht zu sein, und das wärmere Horizontalwasser schützt auch gegen das Einfrieren.
5. In der Regel fällt das Terrain nach der Richtung des Canalzuges, und sohin ist eine Anlage mit kurzem Obercanal am billigsten.

und man soll nach **Weisbach** nehmen, um das Absetzen leichten Schlammes zu verhindern

$v \gtreqless 0{,}2\ m$ pro Secunde . . . . (23

ferner, wenn das Absetzen von Sand zu befürchten ist

$v \gtreqless 0{,}4\ m$ pro Secunde . . . . (24

und damit das Bett nicht angegriffen wird, soll die mittlere Geschwindigkeit v folgende Werte nicht überschreiten:

bei schlammigem Boden	0,075 m pro Secunde		
„ thonigem „	0,150 „ „		
„ sandigem „	0,300 „ „		
„ kiesigem „	0,600 „ „	. . . .	(25
„ grobsteinigem „	1,200 „ „		
„ Conglomerat- oder Schiefergestein-Boden 1,500 m pro Secunde			

Bei Zuflusscanälen der Wassermotoren mit einer Umgrenzung aus Holz, Stein oder mit Mörtel hergestelltem Mauerwerk macht man

$v = 0{,}4\ m$ bis $0{,}8\ m$ pro Secunde . . . . (26

wobei ersterer Wert für die gleiche Wassermenge Q einen größeren Canalquerschnitt, letzterer hingegen ein größeres Canalgefälle bedingt.

Im Mittel kann man für solche Canäle nehmen

$v = 0{,}6\ m$ pro Secunde . . . . (27

Der Abflusscanal erhält gewöhnlich eine etwas größere Wassergeschwindigkeit, also ein größeres Canalgefälle als der Zuflusscanal, um das vom Motor abfließende Wasser rascher abzuleiten. Wir nehmen hiefür gewöhnlich

$v = 0{,}9\ m$ pro Secunde . . . . (28

Das vortheilhafteste **Querprofil** eines Canales ist theoretisch dasjenige, bei welchem der vom Wasser benetzte Theil des Umfanges bei bestimmtem Flächeninhalt ein Minimum wird.*) Nach **Redtenbacher**

---

*) Man erhält hiefür nach **Weisbach** mit obigen in Fig. 12, Text, cotierten Bezeichnungen

$$a = \sqrt{\frac{F \cdot \sin\alpha}{2 - \cos\alpha}} \quad \text{. . . . . (30a}$$

$$b = \frac{F}{a} - a \cdot \operatorname{cotg}\alpha \quad \text{. . . . . (31a}$$

$$B = \frac{F}{a} + a \cdot \operatorname{cotg}\alpha \quad \text{. . . . . (32a}$$

ist es jedoch mit Rücksicht auf die Herstellung wasserdichter Wände zweckmäßiger, dem Canal eine geringere Tiefe zu geben und mit den Bezeichnungen nach Fig. 12, Text,

α = Böschungswinkel der Ufer,
a = Wassertiefe vom Oberwasserspiegel bis zur Sohle in Meter,
b = Breite der Canalsohle in Meter,
B = Breite des Canals am Oberwasserspiegel in Meter,
F = Querschnittsfläche des Wassers im Profil in Quadratmeter

zu nehmen

$$\frac{b}{a} = 2{,}7 + 0{,}9\,F \quad \text{. . . . . (29}$$

$$a = \sqrt{\frac{F}{\left(\frac{b}{a}\right) + \operatorname{cotg}\alpha}} \quad \text{. . . . . (30}$$

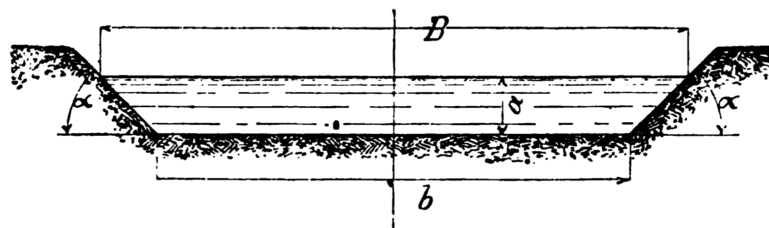


Fig. 12. Trapezförmiger Canalquerschnitt ($^1/_{100}$ Ng.).
α = Böschungswinkel, cotg α = Böschung.

wonach sich ergibt

$$b = \left(\frac{b}{a}\right) . a \quad \text{. . . . . (31}$$

$$B = b + 2a \,.\, \operatorname{cotg}\alpha \quad \text{. . . . . (32}$$

Ist das Querprofil ein Rechteck, wie in Fig. 13, Text, so erhält man hiernach wegen $\alpha = 90^0$ und $B = b$ an Stelle der Gleichungen (29 bis (32 die folgenden

$$\frac{b}{a} = 2{,}7 + 0{,}9\,F \quad \text{. . . . . (33}$$

$$a = \sqrt{\frac{F}{\left(\frac{b}{a}\right)}} \quad \text{. . . . . (34}$$

$$b = \left(\frac{b}{a}\right) . a \quad \ldots\ldots\ldots\ldots\ldots\ldots \quad (35^*)$$

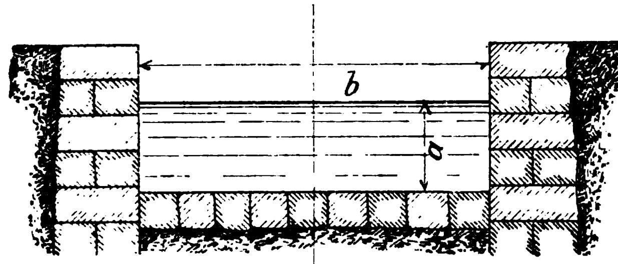


Fig. 13. Rechteckiger Querschnitt ($^1/_{50}$ Ng.).

---

*) Die Wandstärke ausgemauerter Canäle wird 450 bis 600 *mm* dick hergestellt und dahinter bei nicht wasserdichtem Boden zweckmäßig ein Lehmschlag von 300 bis 600 *mm* Dicke angebracht.

Die Pfosten oder Brettdicke δ eines unter der Druckhöhe h stehenden Streifens von geringer Breite β und der beiderseits freiaufliegenden Länge l einer Holzwand (Fig 1 und 2, Taf. IV) ergibt sich für den Wasserdruck $P = \gamma . h . l . \beta$ nach der Festigkeitsgleichung $\frac{P . l}{8} = S . Z = S . \frac{1}{6} . \beta . \delta^2$ mit

$$\delta = \frac{l}{2} . \sqrt{\frac{3 . \gamma . h}{S}}$$

wobei δ, l und h in Millimeter einzusetzen sind und $\gamma = \frac{1}{1000000}$ beträgt. Die Biegungsbeanspruchung des Holzes kann man hiefür nehmen $S = 0{,}35$ *kg/mm*².

Mit $S = 0{,}35$ *kg/mm*² und $h = a$ gleich der Wassertiefe in Millimeter (Fig. 1, Taf. IV) erhält man für die Bodenbretter die Dicke

$$\delta = 0{,}0015 . l . \sqrt{a}$$

welche man gewöhnlich auch für die Seitenbretter beibehält.

Für die Wandstärke δ (Fig. 3 und 4, Taf. IV) einer glatten Gusseisenplatte unter der Druckhöhe h gilt mit den gleichen Beziehungen die Formel

$$\delta = \frac{l}{2} . \sqrt{\frac{3 . \gamma . h}{S}}$$

wobei wieder δ, l und h in Millimeter einzusetzen sind und $\gamma = \frac{1}{1000000}$ beträgt, und die Biegungsbeanspruchung $S = 2$ *kg/mm*² genommen werden kann.

Mit $S = 2$ *kg/mm*² und $h = a$ gleich der Wassertiefe in Millimeter erhält man für die Bodenplatte die Dicke

$$\delta = 0{,}0006 . l . \sqrt{a}$$

welche man gewöhnlich auch für die Dicke der Seitenwände beibehält.

Das **Gefälle** des Canals von bestimmter Länge und durchaus gleichem Querprofil erhält man annähernd nach **Weisbach** mit den zum Theil in Fig. 14, Text, cotierten Bezeichnungen

L = Länge des Canales in Meter,
h = totales Gefälle des Canales in Meter,
F = Querschnittsfläche des Wassers im Canal in Quadratmeter,
v = mittlere Geschwindigkeit des Wassers im Canal in Meter pro Secunde,
U = benetzter Theil des Umfanges des Canalprofiles in Meter,
g = 9,81,
ζ = Widerstandscoëfficient nach der Formel

$$h = \zeta \cdot \frac{LU}{F} \cdot \frac{v^2}{2g} \quad \ldots\ldots\ldots\ldots \quad (36^*)$$

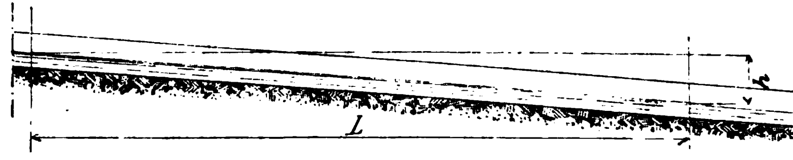


Fig. 14. Canalgefälle.

Die Flanschendicke wird gleich 1,5 δ; die Flanschenschenkellänge gleich 10 mm + 3 δ und der äußere Gewindedurchmesser der Flanschenschrauben d = 3 mm + δ nach der Whitworth'schen Scala (Tabelle P. I. S. 20) abgerundet, endlich die Entfernung der Schraubenmittel von einander l_1 = 5 d bis 6 d.

Zur Versteifung der Seitenwände werden oben ebenfalls in der Entfernung l Verbindungen aus ⊤ Eisen (P. I., Note S. 145) angebracht, wie in Fig. 3 und 4, Taf. IV, gezeichnet.

Die Sohlbalken, Seitenstützen und Kopfbalken werden bei Holzwandung aus Eichenholz hergestellt und erhalten gewöhnlich insgesammt gleichen rechteckigen Querschnitt von der Dicke gleich 2,5 δ und gegen die Pfosten anliegender Breite gleich 4,5 δ, bei einer Mittelentfernung l = 1,2 bis 1,5 m wie in Fig. 1 und 2, Taf. IV, cotiert.

*) Nach *Bazin* und *Darcy* kann man für die Bewegung des Wassers in künstlichen Canälen mit obigen Bezeichnungen setzen

$$h = \left(\alpha + \beta \frac{U}{F}\right) \cdot \frac{LU}{F} \cdot v^2 \quad \ldots\ldots\ldots\ldots \quad (36a$$

wobei

α = 0,00015, β = 0,0000045 bei sehr gut verbundenen glatten Canalwandungen von Cement ohne Sand, oder von gehobeltem gut gefügtem Holz;
α = 0,00019, β = 0,0000124 bei verbundenen Canalwandungen von Cement mit Sand, von behauenem Stein, Ziegeln oder Brettern;

Der Widerstandscoëfficient ζ für die Gleichung (36 ist nachstehender Tabelle zu entnehmen.

Tabelle der Widerstandscoëfficienten ζ für die Gl. (36 nach Weisbach.

Mittlere Geschwindigkeit v	0,1	0,2	0,3	0,4	0,5	0,6	0,7	0,8	0,9	1,0	1,5
Widerstandscoëfficient ζ = 0,0	1181	0959	0886	0854	0829	0814	0805	0797	0790	0785	0771

Kommt an Stelle des Zuflusscanals eine Rohrleitung aus Gusseisen oder Eisenblech zur Anwendnng, wie in Fig. 1, Taf. V, gezeichnet, so entsteht durch die Reibung des Wassers ein Gefällsverlust, welcher von dem totalen oder sogenannten disponiblen Gefälle in Abzug zu bringen ist, um das für den Motor in Rechnung zu stellende nutzbare Gefälle zu erhalten.

Bezeichnet

D den lichten Durchmesser der runden Rohrleitung in Meter,

L die Länge der Rohrleitung in Meter,

v die Geschwindigkeit des Wassers in der Rohrleitung in Meter pro Secunde,

h den Gefällsverlust durch die Reibung des Wassers in der geraden Rohrleitung in Meter,

$g = 9{,}81$ die Acceleration der Schwere,

ζ den Widerstandscoëfficient der Rohrleitung,

so erhält man nach Weisbach

$$h = \zeta \cdot \frac{L}{D} \cdot \frac{v^2}{2g} \quad \ldots\ldots\ldots \quad (37$$

Der Widerstandscoëfficient ζ für die Gleichung (37 ist nachstehender Tabelle zu entnehmen.

Tabelle der Widerstandscoëfficienten ζ für die Gl. (37 nach Weisbach.

Mittlere Geschwindigkeit r	0,1	0,2	0,3	0,4	0,5	0,6	0,7	0,8	0,9	1	2
Widerstandscoëfficient ζ = 0,0	446	356	317	294	278	266	257	250	244	239	211

$\alpha = 0{,}00024$, $\beta = 0{,}00006$ } bei wenig verbundenen Canalwandungen von Mauerwerk aus Bruchstein

$\alpha = 0{,}00028$, $\beta = 0{,}00035$ } bei Canälen gewöhnlicher Erde.

Kann das Wasser in dem Sammelkasten (Fig. 1, Taf. V) vor dem Eintritt in das Leitungsrohr als stillstehend angenommen werden, so entsteht beim Einlauf eine Senkung des Wasserspiegels entsprechend der Geschwindigkeitshöhe

$$h_1 = \frac{v^2}{2g} \quad \ldots \quad (38$$

welche zur Erzeugung der Geschwindigkeit v erforderlich ist, und bei Berechnung des nutzbaren Gefälles als Gefällsverlust vom disponiblen Gefälle in Abzug zu bringen ist.

Die pro Secunde durch die Rohrleitung abfließende Wassermenge Q in Cubikmeter ergibt sich aus der Gleichung

$$Q = \frac{\pi}{4} . D^2 . v \quad \ldots \quad (39$$

Die Gleichung (39 ergibt bei gegebener Wassermenge und angenommener Geschwindigkeit den erforderlichen Rohrquerschnitt

$$\left(\frac{\pi}{4} D^2\right) = \frac{Q}{v} \quad \ldots \quad (40$$

und den Rohrdurchmesser

$$D = \sqrt{\frac{4}{\pi} . \frac{Q}{v}} = 1{,}1284 \sqrt{\frac{Q}{v}} \quad \ldots \quad (41^*)$$

---

*) Die Wandstärke gußeiserner Rohrleitungen (Fig. 1, Taf. V) erhält man nach der theoretischen Formel (P. I., S. 202) oder nach der empirischen Formel (theoretisch für 5 bis 8 at Wasserdruck)

$$\delta = 8\,mm + 0{,}0125 . D \text{ bis } 12\,mm + 0{,}02 . D$$

wobei D den lichten Rohrdurchmesser in Millimeter bezeichnet.

Die Flanschendicke wird wieder gleich $1{,}5\,\delta$; die Flanschenschenkellänge gleich $10\,mm + 3\,\delta$ und der äußere Gewindedurchmesser der Flanschenschrauben $d = 3\,mm + \delta$ nach der Whitworth'schen Scala (Tabelle P. I., S. 20) abgerundet, endlich die Entfernung der Schraubenmittel von einander gleich $5\,d$ bis $6\,d$.

Die Wandstärke für Rohrleitungen aus genietetem Eisenblech (Fig. 1, Taf. V) kann man nehmen (Schweißeisen, Mantelblech)
für einfache Längsnietung

$$\delta = 1{,}48 . D . p + c$$

für doppelte Längsnietung

$$\delta = 1{,}19 . D . p + c$$

wobei die Constante

$$c = 1 \text{ bis } 3\,mm$$

je nach der voraussichtlichen geringeren oder größeren Abrostung, wenn D den lichten Durchmesser in Meter, p den Wasserüberdruck in Atmosphären und δ die Wandstärke in Millimeter bezeichnet.

Die mittlere Geschwindigkeit des Wassers in der bei Turbinen vorkommenden Rohrleitung zur Zuführung des Aufschlagwassers nehme man nach Redtenbacher

$v = 1\ m$ pro Secunde . . . . (42

Ist in der Rohrleitung eine Krümmung mit dem Centriwinkel β vorhanden (Fig. 1, Taf. V), so entsteht hiedurch ein weiterer Gefällsverlust h_2, welcher mit obigen Bezeichnungen nach Weisbach zu setzen ist

$$h_2 = \zeta_2 \cdot \frac{\beta}{90} \cdot \frac{v^2}{2g} \quad . . . . (43$$

wofür der Widerstandscoëfficient ζ_2 der nachstehenden Tabelle zu entnehmen ist, in welcher noch ϱ den Krümmungshalbmesser der Röhrenachse in Meter bezeichnet, und β in Graden auszudrücken ist.

Tabelle der Widerstandscoëfficienten ζ_2 für die Gl. (43 nach Weisbach.

Verhältnis $\left(\frac{D}{2\varrho}\right)$	0,1	0,2	0,3	0,4	0,5	0,6	0,7	0,8	0,9	1,0
Widerstands-coëfficient ζ_2	0,131	0,138	0,158	0,206	0,294	0,440	0,661	0,977	1,408	1,978

Der Gefällsverlust beim Eintritt des Wassers in die Rohrleitung beträgt

$$h_0 = \zeta_0 \frac{v^2}{2g} \quad . . . . (44$$

wobei nach Weisbach im Mittel $\zeta_0 = 0{,}505$ beträgt, sich aber durch Abrundung oder Eintrichtern der Einmündung auf 0,08 herabziehen läſst und bei langer Rohrleitung ganz vernachläſſigt werden kann.

Für die Bestimmung der Dicke δ des Schützenbrettes gilt die Formel (Note S. 17)

$$\delta = 0{,}0015 \,.\, l \,.\, \sqrt{h'} \quad . . . . (45$$

worin δ die Dicke des Schützenbrettes in Millimeter, l die Länge desselben in Millimeter und h' die Wassertiefe bis zur Schwelle der Schützenöffnung ebenfalls in Millimeter bezeichnet.

Die Schützen-Zugvorrichtung wird principiell als Winde (P. I., S. 77) für die ideelle Last Q dimensioniert, welche sich aus der

---

Die Dimensionen für die zur Flanschenbildung zu verwendenden Winkeleisen und jene der etwa zur Construction des oberen Sammelkastens zu verwendenden Profileisen sind den Tabellen (P. I., Note S. 148) zu entnehmen.

Reibung des Schützenbrettes in seiner Führung und dem Eigengewicht des Schützenbrettes und seiner Armierung zusammensetzt, wenn vom Auftrieb des Wassers abgesehen wird.

Bezeichnet

l die Länge des Schützenbrettes in Millimeter,

h' die Wassertiefe bis zur Schwelle der Schützenöffnung in Millimeter,

$\gamma = \frac{1}{1000000}$, das Gewicht von 1 mm^3 Wasser in Kilogramm,

$\varphi = 0{,}71$ den Reibungscoëfficienten für nicht armierte Führungen, Eiche auf Eiche, mit Wasser,

$\varphi = 0{,}31$ den Reibungscoëfficienten für armierte Führungen, Gusseisen auf Gusseisen, mit Wasser,

G das Eigengewicht des Schützenbrettes und seiner Armierung in Kilogramm,

P den mittels der Zugvorrichtung zu überwindenden Reibungswiderstand in Kilogramm,

so ist nach den Regeln der Hydrostatik der Wasserdruck auf das Schützenbrett also der Normaldruck auf die Führung

$$\mathfrak{N} = h' . l . \frac{h'}{2} . \gamma = \frac{1}{2} . \gamma . h'^2 . l$$

und demnach

$$P = \varphi . \mathfrak{N} = \frac{1}{2} . \varphi . \gamma h'^2 . l \quad \ldots\ldots\ldots\ldots (46$$

und hiermit

$$Q = P + G \quad \ldots\ldots\ldots\ldots\ldots\ldots (47$$

In Wirklichkeit aber wird man zweckmäßig bei im Freien stehenden Schleußen, um der Klage des Schwergehens solcher Zugvorrichtungen zu begegnen, welche in der mangelhaften Wartung u. s. w. begründet sind, die der Dimensionierung der Winde rücksichtlich des Übersetzungsverhältnisses unter Voraussetzung der Kraft $K = 10$ bis 16 kg an der Kurbel zugrunde zu legende Last mindestens dreimal so groß, also $G = 3(P + G)$ annehmen müssen und die Festigkeitsdimensionen der Zahnräder nach der maximalen Kraft an der Kurbel $K = 2 . 27 = 54$ kg für schwere Schützenaufzüge mit doppelter Räderübersetzung und $K = 27$ kg für leichte Schützenaufzüge mit einfacher Räderübersetzung (P. I. Note Seite 77) bestimmen, wobei im ersteren Falle 2 Männer, im letzteren nur 1 Mann an der Kurbel wirken. Der Kerndurchmesser der Schraubenspindeln oder die Theilung der Zahnstangen zum Heben der Schütze wird am besten

für den Mittelwert zwischen $Q = 3(P + G)$ und dem unter gleichen Verhältnissen bei Anwendung der maximalen Kraft an der Kurbel sich rechnungsmäßig ergebenden Zug in der Spindelachse oder Zahnstange berechnet.

Einfache Schützen werden selten über mehr als 1,9 *m* Breite der Schützenöffnung, also höchstens mit einer Länge des Schützenbrettes $l = 2{,}060$ *m* ausgeführt. Breitere Öffnungen werden in mehrere Theile getheilt. Die Breite eines Brettes in der Schütze beträgt gewöhnlich 250 bis 360 *mm* entsprechend der Höhe der Schütze.

Die Säulen und Querbalken der Schützenrahmen werden gewöhnlich aus Holz, häufig auch aus Stein hergestellt und erhalten insgesammt quadratischen Querschnitt von 240 bis 310 *mm* Seitenlänge; der Kopfbalken zum Tragen des Windwerks erhält hingegen rechteckigen Querschnitt von 240 bis 310 *mm* Höhe und 400 bis 420 *mm* Breite.

1. **Beispiel.** Durch einen natürlichen Wasserlauf nach Fig. 1, Taf. I, dessen Wasserkraft zum Betriebe eines Wassermotors verwendet werden soll, fließt die mittlere Wassermenge $Q = 1{,}25\ m^3$ pro Sec. bei einer mittleren Breite gleich 5,05 *m* und mittleren Tiefe gleich 0,19 *m*. Die Terrainverhältnisse lassen die Wehranlage und die Einmündung des Obergrabens in den natürlichen Wasserlauf an jener Stelle besonders angezeigt erscheinen, an welcher sie in Fig. 1, Taf. I, eingezeichnet ist, welche 200 *m* unterhalb der Mündung des Untergrabens des nächsten Wasserwerksbesitzers liegt. Das Gefälle des natürlichen Wasserlaufes beträgt auf diese Länge von 200 *m* abgerundet 1,515 *m*. Durch die Einmündung des Obergrabens ist beim Wehr eine Erbreiterung des Wasserlaufes zu erzielen, wie in Fig. 1, Taf. I, zu ersehen, in welcher das linke Ufer des natürlichen Wasserlaufes gestrichelt eingezeichnet ist, welche eine Breite des Wehres von 30 *m* ergibt. Es ist die für eine Stauhöhe von 1,45 *m* erforderliche Wehrhöhe x und die Entfernung E vom Wehr stromaufwärts zu berechnen, in welcher die Stauhöhe noch $h_2 = 0{,}05\ m$ beträgt, wenn die ganze Wassermenge Q über das Wehr abfließt.

Da die Stauhöhe ziemlich groß ist, so ergibt sich ein vollkommenes Überfallwehr, Fig. 1, Taf. II, wie auch leicht aus Gl. (11, S. 9, zu begründen ist, und man kann zur Berechnung der Höhe des Wehres die Gl. (5 benützen.

Hiefür ist nach der vorliegenden Aufgabe

$$a = 0{,}19\ m;\ h_1 = 1{,}45\ m;\ b = 30\ m;\ Q = 1{,}25\ m^3;\ \mu = 0{,}8;\ \sqrt{2g} = 4{,}4292$$

und hiermit ergibt die Gl. (4

$$x = a + h_1 - \left(\frac{Q}{{}^2/_3\, \mu\, b\, \sqrt{2g}}\right)^{2/3} = 0{,}19 + 1{,}45 - \left(\frac{1{,}25}{{}^2/_3 \cdot 0{,}80 \cdot 30 \cdot 4{,}4293}\right)^{2/3} =$$
$$= 1{,}64 - 0{,}068 = 1{,}572\ m$$

Fließt bei geöffneter Einlassschleuße alles zulaufende Wasser in den Zuflusscanal des Motors, so ist die Höhe des Oberwasserspiegels am Wehr mit der Wehrkrone gleich hoch anzunehmen, andernfalls liegt derselbe in der Höhe h (Gl. 2, Seite 7) über der Wehrkrone, wenn Q die noch pro Secunde über das Wehr abfließende Wassermenge und h die zugehörige Druckhöhe des Wassers über der Wehrkrone bezeichnet.

Für die Stauweite gilt die Gl. (19 mit den Werten

$h_1 = 1{,}45\,m$; $h_2 = 0{,}05\,m$; $\alpha = \frac{H_0}{L} = \frac{1{,}515}{200} = 0{,}007575$; $a = 0{,}19\,m$; $U = 5{,}5\,m$ geschätzt; $F = 5{,}05 \,.\, 0{,}19 = 0{,}9595 \backsim 0{,}96\,m^2$; $c = \frac{Q}{F} = \frac{1{,}25}{0{,}96} = 1{,}302\ m$;

$$\frac{a}{a+h_1} = \frac{0{,}19}{1{,}64} = 0{,}116;\quad \frac{a}{a+h_2} = \frac{0{,}19}{0{,}24} = 0{,}792 \backsim 0{,}8.$$

Die Tabelle S. 13 ergibt für $\frac{a}{a+h_2} = 0{,}8$ den Wert $\varphi_2 = 0{,}4198$ und für $\frac{a}{a+h_1} = 0{,}116$, welcher Wert in der Tabelle nicht mehr enthalten ist, ergeben die Formeln der Note S. 13 den Wert $\varphi_1 = 0{,}0060$.

Hiermit ergibt die Gl. (19

$$E = \frac{h_1 - h_2}{\alpha} + \frac{a}{\alpha}\left(1 - \frac{U}{F} \,.\, \frac{c^2}{g}\right) . (\varphi_2 - \varphi_1) = \frac{1{,}4}{0{,}007575} + \frac{0{,}19}{0{,}007575} \,.$$

$$\left(1 - \frac{5{,}5}{0{,}96} \,.\, \frac{1{,}302^2}{9{,}81}\right) . (0{,}4198 - 0{,}0060) = 184{,}805 + 0{,}104 = 184{,}909\,m \backsim 185\,m$$

und es beträgt sonach in der Entfernung von $184{,}909\,m$ vom Wehr stromaufwärts die Stauhöhe noch $0{,}05\,m$, also noch $200 - 185 = 15\,m$ unterhalb der Mündung des Untergrabens des nächsten Wasserwerksbesitzers.

2. Beispiel. In welcher Entfernung E (Fig. 10, Text) vom Wehr stromaufwärts beträgt nach den Angaben des vorstehenden Beispieles die Stauhöhe noch $h_2 = 0{,}02\,m$, und wie groß ist die Stauweite unter Voraussetzung eines horizontalen Wasserspiegels ober dem Wehr, wie in Fig. 10, Text, gezeichnet?

Es ist hiefür $\frac{a}{a+h_2} = \frac{0{,}19}{0{,}21} = 0{,}905 \backsim 0{,}9$ und nach der Tabelle S. 13 der Wert $\varphi_2 = 0{,}6489$, und somit nach Gl. (19

$$E = \frac{1{,}43}{0{,}007575} + \frac{0{,}19}{0{,}007575} \,.\, 0{,}01 \,.\, (0{,}6489 - 0{,}0060) = 188{,}780 + 0{,}161 = 188{,}941 \backsim 189\,m$$

und es beträgt sonach in der Entfernung von $200 - 189 = 11\,m$ unterhalb der Mündung des Untergrabens des nächsten Wasserwerksbesitzers die Stauhöhe annähernd nur mehr $0{,}02\,m$, wenn die Wassermenge $Q = 1{,}25\,m^3$ pro Sec. über das Wehr abfließt.

Für den horizontalen Wasserspiegel ober dem Wehr, nach Fig. 11, Text, erhält man nach Gl. (21

$$E = h_1 \,.\, \operatorname{cotg} \alpha$$

und weil das Gefälle des natürlichen Wasserlaufes auf die Länge von $L = 200\,m$ nach Angabe im vorstehenden Beispiel $h = 1{,}515\,m$ beträgt, so ist

$$\operatorname{tg} \alpha = \frac{h}{L} = \frac{1{,}515}{200} = 0{,}007575$$

und somit

$$\operatorname{cotg} \alpha = \frac{1}{\operatorname{tg} \alpha} = \frac{1}{0{,}007575}$$

also wegen $h_1 = 1{,}45\,m$ Stauhöhe

$$E = 1{,}45 \cdot \frac{1}{0{,}007575} = 191{,}4\,m$$

Es kann also jedenfalls die nach dem vorstehenden 1. Beispiel projectierte Wehranlage ohne Schädigung des nächsten Wasserwerksbesitzers als zulässig erkannt werden.

3. **Beispiel.** Um wie viel steigt der Oberwasserspiegel bei der nach den Angaben des vorstehenden 1. Beispieles ausgeführten Wehranlage, Fig. 1, Taf. II, wenn die bei starken Regengüssen über das Wehr abfließende maximale Wassermenge $Q = 3{,}75\,m^3$ pro Sec. beträgt?

Nach Gl. (4 beträgt die Druckhöhe des Wassers über der Wehrkrone annähernd

$$h = \left(\frac{Q}{{}^2/_3\,\mu \cdot b\sqrt{2g}}\right)^{2/3} = \left(\frac{3{,}75}{{}^2/_3 \cdot 0{,}80 \cdot 30 \cdot 4{,}4292}\right)^{2/3} = 0{,}141\,m$$

und weil dieselbe bei der mittleren Wassermenge $Q = 1{,}25\,m^3$ schon $0{,}068\,m$ beträgt, so steigt der Oberwasserspiegel um $0{,}141 - 0{,}068 = 0{,}073\,m$.

4. **Beispiel.** Ein Überfall-Schleußenwehr nach Fig. 2 und 3, Taf. III, enthält eine Schleuße mit zwei Schützen von je $1{,}5\,m$ Breite der Schützenöffnung. Die Höhe des Oberwasserspiegels über der Schwelle der Schützenöffnung beträgt $0{,}60\,m$. Wie groß muss die Höhe der Schützenöffnung sein, damit durch beide Schützenöffnungen die Wassermenge $2\,m^3$ pro Sec. abfließt?

Die durch eine Schützenöffnung abfließende Wassermenge beträgt $Q_0 = 1\,m^3$ pro Sec. und bei Vernachlässigung der Geschwindigkeit des an der Schützenöffnung ankommenden Wassers ergibt die Gl. (14 wegen $h' = 0{,}60\,m$; $b_0 = 1{,}5\,m$; $\mu = 0{,}6$; $\sqrt{2g} = 4{,}4292$

$$a_0 = \frac{Q}{\mu \cdot b_0\sqrt{2g\left(h' - \frac{a_0}{2}\right)}} = \frac{1}{0{,}60 \cdot 1{,}5 \cdot 4{,}4292 \cdot \sqrt{\left(0{,}60 - \frac{a_0}{2}\right)}}$$

$$a_0 = \frac{0{,}2508}{\sqrt{\left(0{,}60 - \frac{a_0}{2}\right)}}$$

Bei Vernachlässigung von $\frac{a_0}{2}$ rechts vom Gleichheitszeichen wird zuerst annähernd

$$(a_0) = \frac{0{,}2508}{\sqrt{0{,}60}} = \frac{0{,}2508}{0{,}775} = 0{,}32\,m$$

und hiermit genauer

$$(a_0) = \frac{0{,}2508}{\sqrt{\left(0{,}60 - \frac{0{,}32}{2}\right)}} = \frac{0{,}2508}{\sqrt{0{,}44}} = \frac{0{,}2508}{0{,}663} = 0{,}378 \backsim 0{,}38\,m$$

und hiermit endlich noch genauer

$$a_0 = \frac{0{,}2508}{\sqrt{\left(0{,}60 - \frac{0{,}38}{2}\right)}} = \frac{0{,}2508}{\sqrt{0{,}41}} = \frac{0{,}2508}{0{,}64} = 0{,}392 \backsim 0{,}40\,m$$

Für $a_0 = 0{,}4\,m$ ergibt die Gl. (12 ebenfalls bei Vernächlässigung von $\frac{c^2}{2g}$ zur Controle die Wassermenge

$$Q_0 = \mu \,.\, a_0\, b_0 \sqrt{2\,g\,h_0} = 0{,}6 \,.\, 0{,}4 \,.\, 1{,}5 \,.\, \sqrt{2g \,.\, (0{,}6 - 0{,}2)} = 0{,}6 \,.\, 04 \,.\, 1{,}5 \,.\, 4{,}4292 \,.\, \sqrt{0{,}4} = 1{,}008 \backsim 1\,m^3$$

und sonach ist a_0 hinreichend genau bestimmt.

5. Beispiel. Es sind die Querschnittsdimensionen des nach Fig. 1 und 2, Taf. IV, hergestellten Zuflusscanales mit rechteckigem Profil und die Wandstärke des Bretterbodens zu bestimmen, für die Wassermenge $Q = 1{,}25\,m^3$ pro Secunde und die mittlere Geschwindigkeit $v = 0{,}6\,m$ pro Secunde. Ferner sind die Dimensionen der gusseisernen Wandungen für diesen Canal zu berechnen, falls derselbe nach Fig. 3 und 4, Taf. IV, hergestellt wird.

Nach Gl. (22 ist die Querschnittsfläche des Wassers im Canal

$$F = \frac{Q}{v} = \frac{1{,}25}{0{,}6} = 2{,}083\,m^2$$

hiermit ergibt die Gl. (29 resp. (33 das Verhältnis

$$\frac{b}{a} = 2{,}7 + 0{,}9 \,.\, F = 2{,}7 + 0{,}9 \,.\, 2{,}083 = 4{,}575 \,.$$

und die Gl. (34 für den rechteckigen Querschnitt die Wassertiefe

$$a = \sqrt{\frac{F}{\left(\frac{b}{a}\right)}} = \sqrt{\frac{2{,}083}{4{,}575}} = 0{,}675\,m$$

endlich die Gl. (35 die Canalbreite

$$b = \left(\frac{b}{a}\right) . \, a = 4{,}575 \,.\, 0{,}675 = 3{,}0883 \backsim 3{,}1\,m$$

Zur Probe für die Richtigkeit der Rechnung hat man

$$Q = a \,.\, b \,.\, v = 0{,}675 \,.\, 3{,}1 \,.\, 0{,}6 = 1{,}254 \backsim 1{,}25\,m^3$$

Für die Entfernung der Sohlbalken $l = 1400\,mm$ und die Wassertiefe $a = 675\,mm$ ergibt sich die Pfostendicke nach der Formel (Note S. 17)

$$\delta = 0{,}0015 \,.\, l \,.\, \sqrt{a} = 0{,}0015 \,.\, 1400 \,.\, \sqrt{675} = 54{,}56 \backsim 55\,mm$$

Es erhalten sonach die Sohlbalken, Seitenstützen und Kopfbalken die Dicke $2{,}5\,\delta = 2{,}5 \,.\, 55 = 137{,}5 \backsim 140\,mm$ und die Breite $4{,}5\,\delta = 4{,}5 \,.\, 55 = 247{,}5 \backsim 250\,mm$

Für den aus gusseisernen Platten hergestellten Boden erhält man (Note S. 17)

$$\delta = 0{,}0006 \,.\, l \,.\, \sqrt{a} = 0{,}0006 \,.\, 1400 \,.\, \sqrt{675} = 21{,}8 \backsim 22\,mm$$

somit wird die Flanschendicke $1{,}5\,\delta = 33\,mm$; die Flanschenschenkellänge $10\,mm + 3\,\delta = 76\,mm$; der äußere Gewindedurchmesser der Flanschenschrauben $d = 3\,mm + \delta = 25\,mm \backsim 25{,}4$ also Nr. 8 oder 1 Zoll englisch, endlich die Entfernung der Schraubenmittel von einander $5\,d$ bis $6\,d = 125$ bis $150\,mm$.

6. Beispiel. Der Zuflusscanal des vorstehenden 5. Beispieles erhält die Länge $L = 180\,m$. Wie groß muss das totale Gefälle desselben sein, damit die mittlere Geschwindigkeit des Wassers in demselben $v = 0{,}6\,m$ pro Secunde beträgt?

Hiefür ist der benetzte Theil des Umfanges des Canalprofiles

$$U = 2a + b = 2 \,.\, 0{,}675 + 3{,}1 = 4{,}45\,m$$

ferner für die Geschwindigkeit $v = 0,6\ m$ nach der Tabelle S. 19 der Widerstands-coëfficient $\zeta = 0,00814$ und somit nach Gl. (36 das totale Gefälle

$$h = \zeta \cdot \frac{LU}{F} \cdot \frac{v^2}{2g} = 0,0814 \cdot \frac{180 \cdot 4,45}{2,083} \cdot \frac{0,6^2}{2 \cdot 9,81} = 0,0574 \backsim 0,06\ m$$

Es ergibt sich noch das Gefälle pro 1 m Länge, d. i. das sogenannte relative Gefälle

$$\frac{h}{L} = \frac{0,06}{180} = \frac{1}{3000}$$

7. Beispiel. Es sind die Querschnittsdimensionen des nach Fig 12, Text (Seite 16) hergestellten Canales in dichter Erde mit der Böschung 1 : 1 (cotg $\alpha = 1$) also mit dem Böschungswinkel $\alpha = 45^\circ$ zu bestimmen für die Wassermenge $Q = 2\ m^3$ pro Secunde und die mittlere Geschwindigkeit $v = 0,35\ m$ pro Secunde.

Es ist nach Gl. (22 die Querschnittsfläche des Wassers im Canal

$$F = \frac{Q}{v} = \frac{2}{0,35} = 5.71\ m^2$$

hiermit wird nach Gl. (29 das Verhältnis

$$\frac{b}{a} = 2,7 + 0,9\ F = 2,7 + 0,9 \cdot 5,71 = 7,839 \backsim 8$$

und nach Gl. (30 die Wassertiefe

$$a = \sqrt{\frac{F}{\left(\frac{b}{a}\right) + \operatorname{cotg} \alpha}} = \sqrt{\frac{5,71}{8 + 1}} = \sqrt{\frac{5,71}{9}} = 0,796\ m \backsim 0,8\ m$$

und nach Gl. (31 die Breite der Canalsohle

$$b = \left(\frac{b}{a}\right) \cdot a = 8 \cdot 0,8 = 6,4\ m$$

Die Probe ergibt, weil die Querschnittsfläche

$$F = a \cdot (b + a \cdot \operatorname{cotg} \alpha) = 0,8 \cdot (6,4 + 0,8 \cdot 1) = 0,8 \cdot 7,2 = 5,76\ m^2$$

beträgt, die Wassermenge

$$Q = F \cdot v = 5,76 \cdot 0,35 = 2,016 \backsim 2\ m^3$$

8. Beispiel. Es sind die Querschnittsdimensionen des nach Fig. 13, Text, (Seite 17) hergestellten Abflusscanales mit rechteckigem Profil zu bestimmen für die Wassermenge $Q = 1,25\ m^3$ pro Secunde und die mittlere Geschwindigkeit $v = 0,9\ m$ pro Secunde.

Nach Gl. (22 ist die Querschnittsfläche des Wassers im Canal

$$F = \frac{Q}{v} = \frac{1,25}{0,9} = 1,389\ m^2$$

hiermit ergibt die Gl. (33 das Verhältnis

$$\frac{a}{b} = 2,7 + 0,9\ F = 2,7 + 1,25 = 3,95$$

und die Gl. (34 die Wassertiefe für den rechteckigen Querschnitt

$$a = \sqrt{\frac{F}{\left(\frac{b}{a}\right)}} = \sqrt{\frac{1,389}{3,95}} = \sqrt{0,352} = 0,594\ m \backsim 0,6\ m$$

endlich die Gl. (35 die Canalbreite

$$b = \left(\frac{b}{a}\right) . a = 3{,}95 . 0{,}594 = 2{,}346\, m \backsim 2{,}35\, m$$

Zur Probe für die Richtigkeit der Rechnung hat man

$$Q = a . b . v = 0{,}594 . 2{,}346 . 0{,}9 = 1{,}254 \backsim 1{,}25\, m^3$$

9. Beispiel. Der Abflusscanal des vorstehenden 7. Beispieles erhält nach Fig 14, Text, die Länge $L = 120\, m$. Wie groß muss das totale Gefälle desselben sein, damit die mittlere Geschwindigkeit des Wassers in demselben $v = 0{,}9$ pro Secunde beträgt?

Hiefür ist der benetzte Theil des Umfanges des Canalprofiles

$$U = 2\, a + b = 2 . 0{,}594 + 2{,}346 = 3{,}544\, m$$

ferner für die Geschwindigkeit $v = 0{,}9\, m$ nach der Tabelle S. 19 der Widerstandscoëfficient $\zeta = 0{,}0079$ und somit nach Gl. (36 das totale Gefälle

$$h = \zeta . \frac{LU}{F} . \frac{v^2}{2g} = 0{,}0079 . \frac{120 . 3{,}544}{1{,}389} . \frac{0{,}9^2}{2 . 9{,}81} = 0{,}0998 \backsim 0{,}1\, m$$

Es ergibt sich hiermit noch das Gefälle pro 1 m Länge d. i. das sogenannte relative Gefälle.

$$\frac{h}{L} = \frac{0{,}1}{120} = \frac{1}{1200}$$

10. Beispiel. Die Zuleitung des Aufschlagwassers einer Turbine erfolgt durch eine Rohrleitung theilweise von Eisenblech, theilweise von Gusseisen (Fig. 1, Taf. V), welche sich an den Boden des oberen Sammelkastens anschließt. Das Einmündungsstück bildet einen trichterförmigen Anschluss an den Boden des Sammelkastens. Die Wassermenge beträgt 1,25 m^3 pro Secunde und die Länge der Rohrleitung 40 m. In der Rohrleitung befinden sich zwei Krümmungen im Winkel von 45°.

Es sind die Dimensionen der Rohrleitung zu bestimmen und ist der Gefällsverlust zu berechnen, welcher beim Eintritt des Wassers in die Rohrleitung in Folge der Reibung des Wassers und durch die Krümmung entsteht, da dieser von dem sogenannten disponiblen Gefälle in Abzug zu bringen ist, welches sich vom Oberwasserspiegel im Sammelkasten zum Unterwasserspiegel bei der Turbine ergibt, um das sogenannte nutzbare Gefälle zu ermitteln.

Wählt man die Geschwindigkeit des Wassers in der Rohrleitung nach Gl. (42

$$v = 1\, m \text{ pro Secunde}$$

so ergibt die Gl. (41 den lichten Rohrdurchmesser.

$$D = 1{,}1284 \sqrt{\frac{Q}{v}} = 1{,}1284 \sqrt{1{,}25} = 1{,}2616 \backsim 1{,}260\, m$$

und die Gl. (37 den Gefällsverlust durch die Reibung des Wassers in der Rohrleitung mit den Werten $\zeta = 0{,}0239$ für $v = 1\, m$ nach der Tabelle S. 19 und $L = 40\, m$

$$h = \zeta . \frac{L}{D} . \frac{v^2}{2g} = 0{,}0239 . \frac{40}{1{,}26} . \frac{1}{2 . 9{,}81} = 0{,}0487 \backsim 0{,}05\, m$$

Die Gl. (38 ergibt den der Geschwindigkeit v entsprechenden Gefällsverlust

$$h_1 = \frac{v^2}{2g} = \frac{1}{2 . 9{,}81} = 0{,}051\, m$$

Ferner ergibt die Gl. (42 den Gefällsverlust durch die beiden Krümmungen, wenn man den Krümmungshalbmesser der Röhrenachse wählt

$$\varrho = 1{,}67\, D = 1{,}67 . 1{,}26 = 2{,}104 \backsim 2{,}1\, m$$

und für das sich sonach ergebende Verhältnis

$$\frac{D}{2\varrho} = \frac{1}{2 . 1,67} = 0,3$$

den Widerstandscoëfficient $\zeta_2 = 0,158$ aus der Tabelle S. 21 entnimmt, mit $\beta = 45$

$$h_2 = 2 . \zeta_2 . \frac{\beta}{90} . \frac{v^2}{2g} = 2 . 0,158 . \frac{45}{90} . \frac{1}{2 . 9,81} = 0,008\, m$$

endlich ergibt die Gl. (44 den Gefällsverlust beim Eintritt des Wassers in die Rohrleitung

$$h_0 = \zeta_0 \frac{v^2}{2g} = 0,505 . \frac{1}{2 . 9,81} = 0,025\, m$$

Es wird somit der gesammte Gefällsverlust durch die Rohrleitung

$$h + h_1 + h_2 + h_0 = 0,05 + 0,051 + 0,008 + 0,025 = 0,134\, m$$

Die Wandstärke für den von Gusseisen hergestellten Theil der Rohrleitung ergibt sich nach der empirischen Formel (Note S. 20)

$$\delta = 8\, mm + 0,0125 . D \text{ bis } 12\, mm + 0,02 . D = 8\, mm + 0,0125 . 1260 \text{ bis } 12\, mm + 0,02 . 1260 = 23,75 \text{ bis } 37,2\, mm.$$

und wenn man im vorliegenden Falle mit Rücksicht auf das eben disponible Gefälle von 18,33 m und mit Rücksicht auf den Guss rc. einen Mittelwert nimmt und abrundet

$$\delta = 30\, mm.$$

Hiermit wird die Flanschendicke $= 1,5\,\delta = 45\, mm$, die Flanschenschenkellänge $= 10\, mm + 3\,\delta = 100\, mm$ der äußere Gewindedurchmesser der Flanschenschrauben $d = 3\, mm + \delta = 33\, mm \sim 31,75 = 1^1/_4$ Zoll engl., entsprechend der Schraube Nr. 10. Nimmt man die Schraubenmittelentfernung $= 6\,d = 6 . 31,75 = 190,5 \sim 190\, mm$ und den Mittelkreisdurchmesser $= 10\, mm + 5\,\delta + D = 1420\, mm$, so erhält man die Schraubenzahl für eine Flansche $= 4461 : 190 = 23,5 \sim 24$ und sonach die Schraubenmittelentfernung etwas kleiner als 190 mm.

Die Wandstärke für den von Eisenblech hergestellten Theil der Rohrleitung wird, bei Voraussetzung von 18,33 m disponiblem Gefälle, also für den Wasserdruck von rund 2 at und bei Anwendung einfacher Längsnietung

$$\delta = 1,48 . D . p + 3\, mm = 1,48 . 1,26 . 2 + 3\, mm = 6,73 \sim 7\, mm.$$

Weil die aus Winkeleisen herzustellenden Flanschenringe des von Eisenblech hergestellten Theiles der Rohrleitung mit den vorstehend dimensionierten gusseisernen Flanschen zusammenkommen, so wird man ein Winkeleisen von 120 mm Schenkellänge und 11 mm Schenkeldicke anwenden, welche mit Hinzurechnung der Blechdicke $\delta = 7\, mm$ nahezu mit der Länge der gusseisernen Anschlussflansche einschließlich der Wandstärke $\delta = 30\, mm$ übereinstimmt.

11. Beispiel. Es ist die Dicke des Schützenbrettes und die Größe der für die Dimensionierung der Schützenzugvorrichtung maßgebenden Last Q für die in Fig. 1 bis 5, Taf. II, gezeichnete Schleuße zu berechnen, wenn die Länge des Schützenbrettes 2 m und die Wassertiefe bis zur Schwelle der Schützenöffnung 0,8 m beträgt.

Es ist $l = 2000\, mm$ und $h' = 800\, mm$ und hiermit nach Gl. (45 die Dicke des Schützenbrettes

$$\delta = 0,0015 . l . \sqrt{h'} = 0.0015 . 2000 . \sqrt{800} = 84,9 \sim 85\, mm$$

welche in gleicher Größe für die ganze Breite, beziehungsweise für die ganze Höhe des Schützenbrettes beibehalten wird.

Es ergibt sich nun das Eigengewicht des Schützenbrettes, wenn das specifische Gewicht des nassen Holzes gleich 1 gesetzt wird (P. I., Note S. 3) und das Schützenbrett in der tiefsten Stellung noch 150 *mm* über den Oberwasserspiegel vorsteht, also die ganze Höhe gleich 950 *mm* erhält, die Längenmaße in Decimeter eingesetzt,

$$G_1 = 20 \,.\, 9{,}5 \,.\, 0{,}85 = 161{,}5 \backsim 165\,kg.$$

Schätzt man nun das Gewicht der Armierung einschließlich der als Zugorgan verwendeten Zahnstangen oder flachgängigen Schraubenspindeln vorbehaltlich nachträglicher genauer Berechnung,

$$G_2 = 0{,}5 \,.\, G_1 = 0{,}5 \,.\, 165 = 82{,}5\,kg$$

so ist annähernd das Eigengewicht des Schützenbrettes und seiner Armierung

$$G = G_1 + G_2 = 165 + 82{,}5 = 247{,}5 \backsim 250\,kg.$$

Es ergibt sich ferner nach Gl. (46 für nicht armierte Führungen mit $\varphi = 0{,}71$ die Reibung des Schützenbrettes in seiner Führung

$$P = \frac{1}{2} \,.\, \varphi \,.\, \gamma \,.\, h'^2 \,.\, l = \frac{1}{2} \,.\, 0{,}71 \,.\, \frac{1}{1000000} \,.\, 800^2 \,.\, 2000 = 454{,}4 \backsim 455\,kg$$

und somit nach Gl. (47

$$Q = P + G = 455 + 250 = 705 \backsim 700\,kg.$$

Es ist sonach die Zugvorrichtung als Winde theoretisch für die Last von 700 *kg* zu dimensionieren, in Wirklichkeit aber wird sie, wie bereits angegeben, mindestens auf $Q = 3 \,.\, 700 = 2100\,kg$ dimensioniert.

12. **Beispiel.** Es ist die Schützenzugvorrichtung für die im vorstehenden 10. Beispiel in Rechnung stehende Schleuße, mit 2 flachgängigen Schrauben und doppelter Räderübersetzung so zu dimensionieren, dass man an der Kurbel von $a = 260\,mm$ Kurbelhalbmesser mit der Kraft $K = 16\,kg$ wirkend, den auf beide Schrauben zusammen entfallenden Zug $Q = 2500\,kg$ (1250 *kg* auf jede Schraube) überwinden kann. Die Festigkeitsdimensionen der Zahnräder und Wellen sind für den Fall der Anwendung der größten Kraft $K = 54\,kg$, welche zwei Arbeiter an der Kurbel durch kurze Zeit ausüben können (P. I., Note Seite 77) zu berechnen, hingegen der Kerndurchmesser der Schraubenspindeln für den Mittelwert zwischen 1250 *kg* und der unter gleichen Verhältnissen bei der größten Kraftanstrengung an der Kurbel sich ergebenden Zugkraft in den Spindelachsen.

Bezeichnen, wie in Fig. 5, Taf. II, cotiert, z_1 bis z_4 die Zähnezahlen der Kegelräder, η_1 den Wirkungsgrad jeder Spindel und Mutter; η_2 den Wirkungsgrad der Zahnräder z_3 und z_4; η_3 den Wirkungsgrad der zugehörigen Vorgelegewelle; η_4 den Wirkungsgrad der beiden Zahnräder z_1 und z_2; η_5 den Wirkungsgrad der zugehörigen Vorgelegewelle, K die Kraft an der Kurbel vom Halbmesser a und $\frac{Q}{2}$ die Last an jeder Schraube mit der Steigung s, so ist der Wirkungsgrad η des ganzen Windwerkes

$$\eta = \eta_1 \,.\, \eta_2 \,.\, \eta_3 \,.\, \eta_4 \,.\, \eta_5$$

und hiermit die theoretische Kraft an der Kurbel

$$K_0 = \eta \,.\, K$$

wonach analog der Gl. (97 (P. I., Seite 83)

$$K_0 = \frac{s}{2\,a\,\pi} \,.\, \frac{z_1}{z_2} \,.\, \frac{z_3}{z_4} \,.\, Q \text{ oder } K = \frac{1}{\eta} \,.\, \frac{s}{2\,a\,\pi} \,.\, \frac{z_1}{z_2} \,.\, \frac{z_3}{z_4} \,.\, Q$$

Soll nun der Aufgabe entsprechend für $K = 16\,kg$ sich $Q = 2500\,kg$ ergeben, so muſs sich auf Grund vorstehender Gleichung unter gleichen Verhältnissen für $K\,\mathbf{max} = 54\,kg$ als maximale Zugkraft $Q\,\mathbf{max}$ in beiden Spindeln zusammen ergeben

$$Q\,\max = \frac{K\,\max}{K} \cdot Q = \frac{54}{16} \cdot 2500 = 8437{,}5\,kg$$

also für jede Spindel

$$\frac{1}{2}\,Q\,\max = 4218{,}75 \backsim 4220\,kg$$

Es ergibt sich nun als Mittelwert für die Dimensionierung der Kerndurchmesser der Spindeln

$$P = \frac{1}{2}\,(1250 + 4220) = 2735\,kg$$

womit der Kerndurchmesser d_1 nach Gl. (94 (P. I. Seite 79)

$$d_1 = 0{,}67\sqrt{P} = 0{,}67 \cdot \sqrt{2735} = 0{,}67 \cdot 52{,}3 = 35{,}04 \backsim 35\,mm$$

Hiermit ist nach Gl. (93 (P. I., Seite 79) die Steigung

$$s = \frac{d_1}{4} = \frac{35}{4} = 8{,}75\,mm$$

und wenn man nach dem englischen Zoll abrundet (Tabelle der Schrauben nach Whitworth's Scala P. I., S. 20) kann man passend nehmen

$$s = {}^3/_8{}''\ \text{engl.} = 9{,}525\,mm$$

Es wird nun der äußere Gewindedurchmesser

$$d = d_1 + s = 35 + 9{,}525 = 44{,}525 \backsim 45\,mm$$

und für diese Abrundung der Kerndurchmesser

$$d_1 = d - s = 45 - 9{,}525 = 35{,}475\,mm$$

und der mittlere Halbmesser des Gewindes

$$r = \frac{1}{2}\left(d_1 + \frac{s}{2}\right) = \frac{40{,}237}{2} = 20{,}118\,mm$$

Demnach wird das Steigungsverhältnis

$$\left(\frac{s}{2\,r\,\pi}\right) = \frac{9{,}525}{2 \cdot 20{,}118 \cdot 3.142} = 0{,}075$$

und nach der Tabelle (P. I., Seite 79, die Mutter wird gedreht) durch Interpolation zwischen 0,07 und 0,08 der Wirkungsgrad

$$\eta_1 = \frac{1}{2}\left(0{,}236 + 0{,}260\right) = 0{,}248$$

Weil andererseits K und a für die Dimensionierung der Zahnräder und Wellen gegeben sind, so können zunächst das Kegelrad z_1, sowie der Durchmesser d' der zugehörigen Vorgelegewelle und ihr Wirkungsgrad η_5 bestimmt werden. Es ist das Moment

$$P\,R = K\,a = 54 \cdot 260 = 14040$$

und hiefür der Wellendurchmesser nach der Tabelle (P. I., Seite 18) auf ein Kalibermaß abgerundet

$$d' = 33\,mm$$

Wählt man ferner für das Kegelrad z_1 die Theilung $t = 25{,}133\,mm$, also die Stichzahl $\left(\frac{t}{\pi}\right) = 8$ nach der Tabelle (P. I., S. 86), um nicht zu grobe Theilung

zu erhalten, so kann mit Hilfe des dieser Tabelle für $\left(\frac{t}{\pi}\right) = 8$ entnommenen Wertes

$$\left(\frac{PR}{z}\right) = 742{,}4$$

die Zähnezahl z_1 bestimmen, denn es ist in diesem Falle

$$\left(\frac{PR}{z}\right) = \left(\frac{Ka}{z_1}\right)$$

also nach Substitution der bezüglichen Werte

$$742{,}4 = \frac{14040}{z_1}$$

woraus sich ergibt

$$z_1 = \frac{14040}{742{,}4} = 18{,}9 \sim 20$$

und es ist sonach der Theilkreishalbmesser R_1 dieses Rades

$$R_1 = \frac{z_1}{2} \cdot \left(\frac{t}{\pi}\right) = \frac{20}{2} \cdot 8 = 80\ mm$$

Es ergibt sich nun das Hebelverhältnis

$$\frac{R_1}{a} = \frac{80}{260} = \frac{1}{3{,}25}$$

und das Zapfenverhältnis

$$\frac{\mathfrak{r}}{R_1} = \frac{d''}{2 R_1} = \frac{33}{2 \cdot 80} = 0{,}206$$

und somit der Wirkungsgrad der Vorgelegewelle η_5 nach der Tabelle (P. I., Seite 83) annähernd für $\frac{R_1}{a} = \frac{1}{3}$ und $\frac{\mathfrak{r}}{R_1} = 0{,}2$

$$\eta_5 = 0{,}979$$

Schätzt man nun $\eta_3 = \eta_5 = 0{,}979$ und für $z_1 = 20$ einen mittleren Wirkungsgrad aus der Tabelle (P. I. S. 82) etwa $\eta_2 = \eta_4 = 0{,}98$, so erhält man annähernd

$$\eta = 0{,}248 \cdot 0{,}98 \cdot 0{,}979 \cdot 0{,}98 \cdot 0{,}979 = 0{,}229$$

und hiermit für $K = 16\ kg$ und $Q = 2500\ kg$ nach der Gleichung

$$K = \frac{1}{\eta} \cdot \frac{s}{2 a \pi} \cdot \frac{z_1}{z_2} \cdot \frac{z_3}{z_4} \cdot Q$$

$$\frac{z_2}{z_1} \cdot \frac{z_4}{z_3} = \frac{1}{0{,}229} \cdot \frac{9{,}525}{2 \cdot 260 \cdot 3{,}142} \cdot \frac{2500}{16} = 3{,}97 \sim 4$$

Weil nun die Kraftübertragung von einem Räderpaare $z_1\ z_2$ auf deren zwei $z_3\ z_4$ erfolgt, so erscheint es am passendsten

$$\frac{z_2}{z_1} = \frac{z_4}{z_3} = \sqrt{4} = 2$$

zu wählen, weil hiermit alle 3 Räderpaare gleiche Dimensionen erhalten und sohin nach denselben Modellen ausgeführt werden können. Es werden sonach die Radhalbmesser

$$R_1 = R_3 = 80\ mm$$
$$R_2 = R_4 = 2 \cdot 80 = 160\ mm$$

und die Zähnezahlen

$$z_1 = z_3 = 20$$
$$z_2 = z_4 = 2 \cdot 20 = 40$$

die Stichzahl für alle 3 Räderpaare

$$\left(\frac{t}{\pi}\right) = 8$$

also die Theilung

$$t = 25{,}133\ mm$$

und wenn man für Windenräder

$$\psi = \frac{b}{t} = 2$$

setzt, so erhält man die Zahnbreite b

$$b = 2\,t = 2\ .\ 25{,}133 \sim 50\ mm$$

Es wird nun auch der Durchmesser der zweiten Vorgelegewelle gleich jenem der ersten, nämlich

$$d' = 33\ mm$$

weil sich das Kraftmoment (PR) am Halbmesser R_2 nach beiden Seiten gleich vertheilt. Derselbe wird jedoch mit Rücksicht auf die Aufkeilung des Rades in der Radnabe zweckmäßiger für das doppelte Moment $d' = 42\ mm$, statt dessen man wohl auch wegen der Einfachheit der Herstellung die Welle durchaus $42\ mm$ stark macht.

Es erübrigt nun noch zu controlieren, in wie weit die gewonnenen Resultate im Hinblick auf die Schätzung der Wirkungsgrade etwa zu corrigieren sind. η_1 und η_5 sind schon genau bestimmt. Für η_3 erhält man das Hebelverhältnis, welches in der Tabelle (P. I., Seite 83) allgemein mit $\frac{R_1}{a}$ bezeichnet ist, mit

$$\frac{R_1}{R_2} = \frac{1}{2}$$

und das Zapfenverhältnis wie oben

$$\frac{r}{R_1} = 0{,}206$$

somit den Wirkungsgrad

$$\eta_3 = 0{,}976$$

Für η_2 und η_4 erhält man gleiche Werte und zwar nach der Tabelle (P. I., S. 82) wegen $i = \frac{z_1}{z_2} = 0{,}5$ und $z_1 = 20$

$$\eta_2 = \eta_4 = 0{,}975$$

und hiermit wird genauer

$$\eta = 0{,}248\ .\ 0{,}975\ .\ 0{,}976\ .\ 0{,}975\ .\ 0{,}979 = 0{,}225$$

welcher Wert von obigem 0,229 so wenig abweicht, daſs die gewonnenen Resultate ohne weiters beibehalten werden können.

4. Herstellung der Wehre und Canäle. Die Herstellung der Wehre und Canäle gehört in das Gebiet des Wasserbaues und erfordert die Mitwirkung sachverständiger Baumeister und Wasserbau-Ingenieure; ihre Anlage und Ausführung unterliegt der baubehördlichen Genehmigung nach gepflogenen commissionellen Erhebungen. Die Höhe der Wehrkrone und die entsprechende Versetzung und Nivellierung der Aichpfähle oder Pegel sind Fragen des Wasserrechtes.

Bei einem Wehrbau ist es von größter Wichtigkeit, dass derselbe vom Wasser weder unterwaschen oder unterwühlt, noch an den Seiten umgangen werden kann und es müssen deshalb die beiden Ufer gehörig fundamentierte Schutzbauten erhalten, die Unterwühlung des Wehres aber muss durch Spundwände und Pfahlroste oder Betonierung verhindert werden, wie auf Taf. I bis III in den die Wehre darstellenden Figuren gezeichnet.

Die Betonierung (Fig. 1, Taf. III) ist bei Wasserbauten im allgemeinen und insbesondere dann empfehlenswert, wenn im Wasser gebaut werden muss, weil das Auspumpen der Baugrube nicht angeht. Es wird dabei sofort mit der Betonierung vorgegangen, sobald nur der Grund eine genügende Tragfähigkeit besitzt, um ohne weiters den Wehrbau zu tragen. Besitzt der Baugrund jedoch nicht die gehörige Tragfähigkeit, so wird ein Pfahlrost angewendet (Fig. 7, Taf. II).

Die Pfähle oder Piloten und der Rost sind mit Rücksicht auf ihre Dauerhaftigkeit so tief anzulegen, dass sie immer vom Grundwasser vollständig bedeckt sind.

Für die Einhaltung des bestimmten Gefälles der Canäle ist dieses durch ein genaues Nivellement festzustellen.

Die Canälwände sollen (150 bis 300 *mm*) über den Wasserspiegel im Canal hervorragen, um selbe bei Stauungen, welche durch Veränderungen der Schützenstellung beim Motor vorkommen und dergleichen gegen eine mögliche Überfluthung zu sichern. Ist bei sehr großem Gefälle, welches gewöhnlich die Anwendung von Turbinen veranlasst, die Anlegung eines Canales zu schwierig, so wird statt dessen eine Rohrleitung mit Sammelkasten angewendet, wie in Fig. 1, Taf. V, gezeichnet.

Die Rohrleitung wird in ihren Theilen in der Maschinenfabrik hergestellt und an Ort und Stelle so montiert, dass das Einmündungsstück, welches einen trichterförmigen Anschluss an den Boden des Sammelkastens bildet, an diesem Boden selbst gehörige Stützung findet und dichten Anschluss sichert, und das Endstück der Rohrleitung an bestimmter Stelle zum Anschluss an den Einlauf des Wassermotors kommt. Besondere Sorgfalt erfordert hierbei die Herstellung dichter Flanschenverbindungen und ist bei langen Rohrleitungen auch in entsprechender Weise vorzusorgen, dass Ausdehnungen und Zusammenziehungen in Folge von Temperaturdifferenzen ohne nachtheiligen Einfluss auf die Flanschenverbindungen bleiben.

5. **Anforderungen des Betriebes.** Es ist schon hervorgehoben worden, dass mit Rücksicht auf den Betrieb ein kurzer Zuflusscanal und sonach die Fabriksanlage in der Nähe des Wehres vorzuziehen ist. Jedenfalls ist schon ein mäßig langer Oberwassergraben im Winter sorgfältig zu bedecken, um die Eisbildung zu verhüten und im allgemeinen die Temperatur des Wassers in demselben nicht zu tief sinken zu lassen. Führt das Wasser zu Zeiten viel Laub mit sich, so ist für gelegentliche Reinigung des Rechens, an dem sich das Laub ansetzt, Sorge zu tragen. Es ist deshalb zweckmäßig, wie in Fig. 1, Taf. I, gezeichnet, in die schiefe Ecke des Canales vor dem Rechen die Freilaufschütze anzulegen, welche rasch gezogen, alles Laubwerk vom Rechen weg in das Fluther treten läßt und sohin eine leichte Reinigung des Rechens ermöglicht. Um den Oberwasserspiegel beim Rechen nicht zu hoch zu stauen, werden die Rechenstäbe am besten aus Flacheisen hergestellt, welches mit seiner Breite in die Canalrichtung gestellt ist, wie in Fig. 5 und 6, Taf. IV, gezeichnet. Im Freien stehende Schützenzugvorrichtungen sind durch ein entsprechendes Bretterdach und Seitenwände (Fig. 2, Taf. II) gegen die Einflüsse der Witterung thunlichst zu schützen und auch bezüglich des Putzens der Maschinentheile derselben nicht zu vernachlässigen, weil in der Unmöglichkeit ihrer Ingangsetzung in Folge ihres unordentlichen Zustandes leicht die Ursache zumindest sehr unangenehmer Überschwemmungen liegen kann. Beschädigungen am Wehr oder an den Canalwandungen, welche letztere sich durch Undichtheit erkennen lassen, sind alsbald auszubessern, weil sie leicht bedeutende Betriebsstörungen im Gefolge haben können. Bei stark Sand und Schotter führendem Wasser ist es angezeigt, den Zuflusscanal in der Nähe der Einmündung, also in der Nähe des Wehres tiefer anzulegen, um dortselbst einen Raum für die Ablagerung des Sandes und Schotters (Schotterfang, Schotterkasten, Sandkasten) zu beschaffen, welcher gelegentlich auszuräumen ist. In Fig. 1, Taf. V, ist ein solcher Schotterkasten vor dem Einlaufkasten der Rohrleitung gezeichnet. Ergibt sich eine auffallende Setzung des Wehres, so muss diese erst commissionell constatiert werden, wonach erst nach dem Ergebnisse des Nivellements die entsprechende Erhöhung der Wehrkrone in geeigneter Weise (durch Aufsetzen eines Brettes ꝛc.) erfolgen darf, denn dies ist wieder eine Frage des Wasserrechtes. Im Hinblick auf die Möglichkeit der besseren Ausnützung der Wasserkraft ist es zweckmäßig, fortlaufende Beobachtungen der Phasen des Wasserzuflusses zu pflegen und ihre Ergebnisse durch graphische Darstellungen festzustellen. Auch

werden von Sachverständigen bei besonderen durch solche Beobachtungen gebotenen Anlässen, mit großer Genauigkeit ausgeführte Wassermessungen behufs Controlierung der Leistungsfähigkeit des Wassermotors, im Zusammenhalt mit der Leistung des letzteren selbst, hinsichtlich eventuell vorzunehmender Umbauten zumeist sehr schätzenswerte Resultate liefern. Der hohe Wert solcher Messungen ist insbesondere dann nicht außer Acht zu lassen, wenn bei bestehenden älteren Anlagen so bedeutende Reparaturen des Motors sich als nothwendig erweisen, dass selbe fast der Neubeschaffung eines solchen gleichkommen und somit die günstigste Gelegenheit der Beschaffung eines leistungsfähigeren Motors geboten erscheint.

Innerhalb gewisser Zeiträume müssen die Canäle von Sand, Schlamm, Wasserpflanzen 2c. gereinigt werden, damit die Geschwindigkeit der Wassers im Canal nicht wesentlich verändert wird. Bei hoch über dem Boden liegendem Zuflusscanal oder Gerinne aus Holz (Fig. 1 und 2, Taf. IV) ist es erforderlich, zur Begehung desselben eine Bedielung anzubringen und bei den im natürlichen Terrain oder auf Dämmen geführten Canälen wird man zu ihrer Begehung denselben entlang einen Fußweg anlegen. Zur Wartung der Schützen und ihrer Zugvorrichtungen werden Stege bei den Schleußen angebracht, wie in Fig. 2, Taf. II, gezeichnet.

II. Die Wasserräder.

1. Zweck und Arten der Wasserräder. Zweck der Wasserräder ist die Ausnützung der Wasserkraft zum Mühlen- und Fabriksbetriebe durch einen schweren, langsam laufenden Motor mit horizontaler Drehungsachse, welcher im allgemeinen geringe Aufmerksamkeit während des Betriebes erfordert und auch bei minder sorgfältiger Ausführung und Instandhaltung einen annehmbaren Nutzeffect ergibt.

Nach ihrer inneren Einrichtung unterscheidet man zwei Arten von Wasserrädern, nämlich: Zellenräder oder Kübelräder und Schaufelräder.

Nach der Höhenlage des Wassereinlaufes unterscheidet man vier Arten von Wasserrädern, nämlich: oberschlächtige, rückschlächtige, mittelschlächtige und unterschlächtige Wasserräder.

Nach der besonderen Anordnung des Wassereinlaufes und der damit im Zusammenhange stehenden Schaufelconstruction, welche sich nach dem

vorhandenen, beim Wasserrad concentrierten Gefälle H und der pro Secunde zufließenden Aufschlagwassermenge Q richten, unterscheidet man folgende 9 Arten von Wasserrädern:

1. Das oberschlächtige Wasserrad (Fig. 2, Taf. V).
2. Das rückschlächtige Wasserrad oder das rückschlächtige Zellenrad mit Coulisseneinlauf, auch rückschlächtiges Kübelrad genannt (Fig. 9, Taf. VI).
3. Das Schaufelrad mit Coulisseneinlauf (Fig. 1, Taf. VII).
4. Das Schaufelrad mit Überfalleinlauf (Fig. 5, Taf. VII).
5. Das Sagebienrad (Fig. 1 und 2, Taf. VIII, Fig. 11 und 12, Taf. XI).
6. Das Zuppingerrad (Fig. 9, Taf. XII, Fig. 3 und 4, Taf. XIII).
7. Das Kropfrad mit Durchlasschütze, auch Kropfrad mit Spannschütze oder kurz Kropfrad genannt (Fig. 4, Taf. VIII).
8. Das Ponceletrad (Fig. 3, Taf. IX und Fig. 2, Taf. XIII).
9. Das unterschlächtige Wasserrad (Fig. 2, Taf. IX).

Das oberschlächtige und das rückschlächtige Wasserrad sind Zellenräder oder Kübelräder, die übrigen sind Schaufelräder.

Das Schaufelrad mit Coulisseneinlauf, das Schaufelrad mit Überfalleinlauf, das Zuppingerrad, das Sagebienrad und das Kropfrad mit Durchlass- oder Spannschütze bilden die Gruppe der mittelschlächtigen Wasserräder.

Zu den unterschlächtigen Wasserrädern gehören: Das kurzweg sogenannte unterschlächtige Wasserrad und das Ponceletrad.

Das Ponceletrad bildet durch die Art der Wirkung des Wassers in demselben den Übergang von den Wasserrädern zu den Turbinen.

Nach der Bauart der Wasserräder in Hinsicht der Kraftübertragung auf die Transmissionswelle unterscheidet man folgende drei Arten von Wasserrädern:

1. Wasserräder mit besonderem auf der Wasserradwelle aufgekeiltem Zahnrad, Fig. 2, Taf. VIII. Bei denselben wird der ganze Effect des Rades vom Radumfange durch die Wasserradarme auf die Wasserradwelle übertragen und von dieser durch das Zahnrad und das eingreifende Getriebe auf die Transmissionswelle weiter geleitet. In Fig. 15, Text, ist der Achsialschnitt eines Rades solcher Bauart mit zwei Armsystemen gezeichnet, in Fig. 16, Text, der Achsialschnitt eines solchen mit drei Armsystemen, wobei ein Armsystem die in einer zur Radachse normalen Ebene vorhandenen Radarme umfasst. Die Art der Kraftübertragung

ist in diesen Figuren durch Pfeile angedeutet und es bezeichnet darin, wie stets in der Folge, N_n den vom Radumfang nach dem Zahnrad abgeleiteten Nutzeffect in Pferdestärken, R den äußeren Radhalbmesser, welcher auch in den Figuren auf Taf. IV bis IX cotiert ist, R_1 den Theilkreishalbmesser des Zahnrades auf der Wasserradwelle und R_2 den Theilkreishalbmesser des in R_1 eingreifenden Zahnrades auf der Transmissionswelle, endlich a die Radtiefe, welche auch in den Figuren auf Taf. IV bis IX cotiert ist, b die Radbreite und ε den Spielraum zwischen den Schaufeln und der Gerinnwandung.

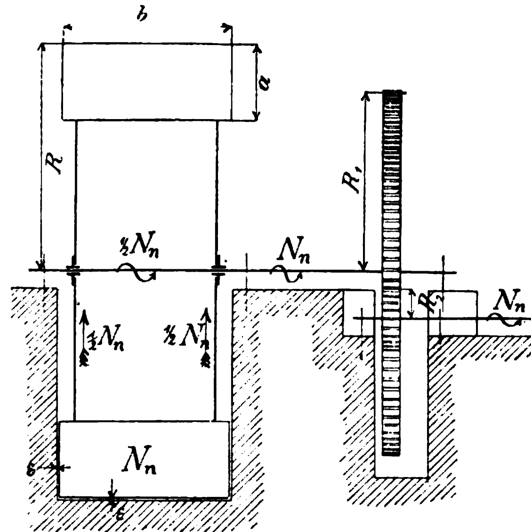


Fig. 15. Wasserrad nach der ersten Bauart mit zwei Armsystemen ($^1/_{100}$ Ng.).

2. Wasserräder mit einem Zahnkranz, welcher an einem Armsystem des Wasserrades selbst befestigt ist (Fig. 1 und 5, Taf. VII, Fig. 4 bis 10, Taf. XI). Bei denselben wird nur ein Theil des Effectes durch die Wasserradarme auf die Wasserradwelle übertragen und durch das den Zahnkranz tragende Armsystem zu diesem geleitet, während ein anderer Theil des Effectes vom Radumfang durch die mit dem Zahnkranz verbundenen Arme selbst direct zum Zahnkranz übertragen wird. In Fig. 17, Text, ist der Achsialschnitt eines Rades solcher Bauart mit zwei Armsystemen gezeichnet, in Fig. 18, Text, der Achsialschnitt eines solchen mit drei Armsystemen.

Die Art der Kraftübertragung ist wieder durch Pfeile angedeutet und die cotierten Buchstaben haben die vorstehend unter 1. angegebene Bedeutung.

3. Wasserräder mit einem Zahnkranz, welcher an einem Seitengetäfer eines Zellenrades befestigt ist (Fig. 2, Taf. V, Fig. 9, Taf. VI und Fig. 1 bis 8, Taf. X). Hierbei sind unter Seitengetäfer die Seitenkränze verstanden, welche zur Verbindung der Schaufeln zur Zellenbildung beim oberschlächtigen und beim rückschlächtigen Wasserrad vorhanden sind. Bei Rädern dieser Bauart wird gar kein Theil des Effectes durch die radialen Arme auf die Transmission abgeleitet, sondern

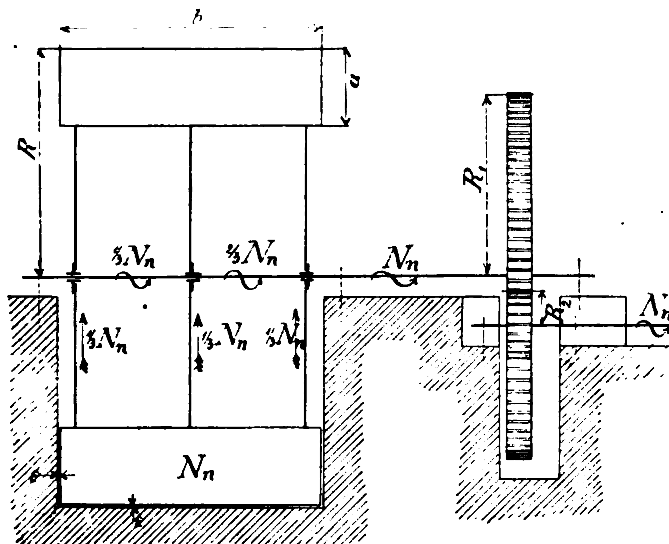


Fig. 16. Wasserrad nach der ersten Bauart mit drei Armsystemen ($^1/_{100}$ Ng.).

diese haben im Vereine mit den bei solchen Rädern noch zur Querversteifung vorhandenen Diagonalstangen lediglich die Steifigkeit der Construction zu sichern und die Verbindung der Seitengetäfer mit der Radachse herzustellen. Letztere ist nicht auf Torsion, sondern nur durch das Gewicht der Construction auf Biegung beansprucht und sonach eine sogenannte reine Achse. Man nennt deshalb ein solches Rad Suspensionsrad. In Fig. 19, Text, ist der Achsialschnitt eines Suspensionsrades mit zwei Seitengetäfern, in Fig. 20, Text, ist der Achsialschnitt eines Suspensionsrades mit zwei Seiten- und einem Zwischengetäfer oder Mittelgetäfer gezeichnet.

Das zweite Seitengetäfer und bei breiteren Rädern auch das Zwischengetäfer stehen durch Umfangsstangen mit dem ersten Seitengetäfer, an welchem der Zahnkranz sich befindet, in Verbindung, so dass durch den Zusammenhang der Radschaufeln und Seitengetäfer mit den Umfangsstangen Systeme von Dreiecken gebildet werden, deren eines in Fig. 21, Text, besonders gezeichnet ist, welche der Construction die Fähigkeit verleihen, den Effect direct von den Schaufeln auf den Zahnkranz zu übertragen, ohne dass ein Verwinden des Rades stattfindet.

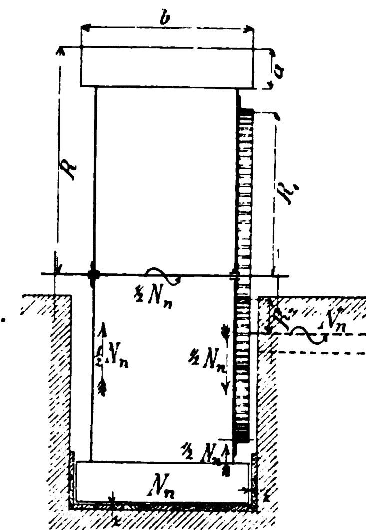


Fig. 17. Wasserrad nach der zweiten Bauart mit zwei Armsystemen ($^1/_{100}$ Ng.).

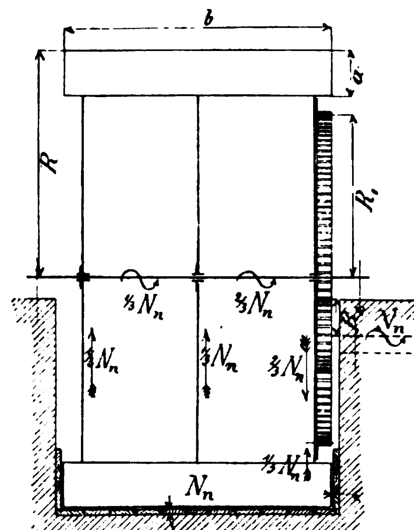


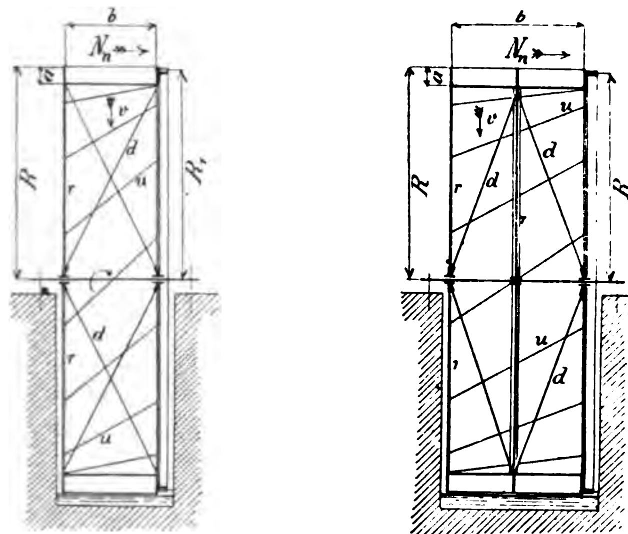
Fig. 18. Wasserrad nach der zweiten Bauart mit drei Armsystemen ($^1/_{100}$ Ng.).

Die radialen Arme, welche bei dem Suspensionsrade unter der Voraussetzung, dass sie nur auf Zug beansprucht werden, gewöhnlich aus Rundeisen hergestellt wurden, wie in Fig. 9, Taf. VI, gezeichnet ist, werden gegenwärtig mit Rücksicht auf die Montierung und den andauernden Bestand der Construction ganz zweckmäßig als steife Arme aus Holz oder ⊔ Eisen angefertigt.

Bei Rädern nach der zweiten und dritten Bauart, mit hölzernen radialen Armen, wird zur Centrierung des Zahnkranzes ein System von Radialstangen aus Rundeisen von 35 bis 40 *mm* Durchmesser angewendet,

welches den Zahnkranz mit der Rosette verbindet. Auch Diagonalstangen werden häufig zur seitlichen Versteifung des Radkörpers bei Rädern der 1. und 2. Bauart angewendet.

Die Lage des auf der ersten Transmissionswelle sitzenden, in den Zahnkranz des Wasserrades eingreifenden Getriebes soll des ruhigen Ganges wegen so gewählt werden, dass der Zahndruck in das Lager, also nach abwärts gerichtet ist und ferner so, dass die durch die Centrilinie der beiden Radkreise und die Radachse gelegte Ebene durch den



rr Radialstangen, *dd* Diagonalstangen, *uu* Umfangstangen.

Fig. 19. Wasserrad nach der dritten Bauart (Suspensionsrad) mit zwei Seitengetäfer (1/200 Ng.).

Fig. 20. Wasserrad nach der dritten Bauart (Suspensionsrad) mit zwei Seitengetäfer und Mittelgetäfer (1/200 Ng.).

Schwerpunkt des in den Schaufelräumen wirkenden Wassers geht oder doch demselben möglichst nahe kommt, damit die Kraftübertragung auf möglichst kurzem Wege erfolge.

Räder nach der ersten Bauart wurden früher nur in besonderen Fällen ausgeführt, finden jedoch gegenwärtig wieder vor den beiden anderen Bauarten mit Recht den Vorzug, wie z. B. beim Sagebienrad Fig. 1 und 2, Taf. VIII, und beim Ponceletrad Fig. 3 bis 6, Taf. IX. Während früher in Folge der nahezu ausschließlich angewendeten guss-

eisernen Achsen und Wellen mit Kreuzquerschnitt, wie an dem Wasserrade in Fig. 1, Taf. X, gezeichnet, längere auf Torsion beanspruchte Wellen, wie sie bei Rädern nach der ersten Bauart vorkommen, thunlichst zu vermeiden waren und sohin die Ausführung der Wasserräder nach der zweiten und dritten Bauart wegen ihrer kurzen Wellen naturgemäß erschien, bietet es gegenwärtig, wo die Wellen aus Bessemerstahl oder Schmiedeisen hergestellt werden, keine Schwierigkeit, längere auf Torsion beanspruchte Wellen (Fig. 6, Taf. IX) anzuwenden. Es erscheint demnach gegenwärtig die Ausführung nach der ersten Bauart am besten, weil hierbei das Wasserrad ganz unabhängig vom Zahnrade ausgeführt wird und sämmtliche Radarme in allen Armsystemen gleichförmig auf Biegung beansprucht sind, was mit Rücksicht auf die größere Einfachheit

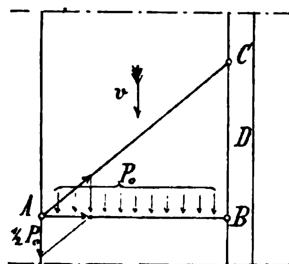


Fig. 21. Detail zum Suspensionsrad.

AB Radschaufel, *AC* Umfangstange, *BC* Seitengetäfer, *D* Zahnkranz, P_0 Wasserdruck auf die Schaufel.

und den andauernden Bestand der Construction sehr zweckmäßig und bei keiner der beiden anderen Bauarten der Fall ist.

2. **Haupttheile der Wasserräder.** Jedes Wasserrad besitzt ein ringförmiges System von Schaufeln oder Zellen, in welches das Wasser durch den Einlauf entsprechend geleitet wird, um die Umdrehung des Rades zu bewirken, und von welchem der Effect durch die Welle oder durch einen Zahnkranz abgeleitet wird. Der Einlauf (Fig. 7, Taf. VI) schließt sich an den Zuflusscanal des Aufschlagwassers (Oberwassergraben) an und enthält die Schütze, d. i. ein am Ende des Zuflusscanals angebrachter, in denselben eingepasster, geradlinig wie in Fig. 8, Taf. VI, oder in einem Kreisbogen, wie in Fig. 7, Taf. VI, geführter Schieber, mittels welchem der Wasserzufluss von Hand oder durch einen besonderen Regulator reguliert und bei Abstellung des Rades

ganz abgesperrt werden kann. Das aus dem Rade abfließende Wasser gelangt aus dem Gerinne in den Abflusscanal.

Bei den Schaufelrädern und beim rückschlächtigen Wasserrad wird ein Kreisgerinne angebracht, um den zu frühen Wasseraustritt zu verhindern. Dasselbe schließt sich mit geringem Spielraum ε (Fig. 9, Taf. VI) an die Radschaufeln beziehungsweise an den Radumfang an und heißt insbesondere beim rückschlächtigen Wasserrad der Radmantel, beim Kropfrade aber Kropf oder Kropfgerinne.

Beim oberschlächtigen Wasserrad (Fig. 2, Taf. V) ist die Anbringung eines solchen Radmantels nicht nothwendig, weil die Schaufeln mit Überdeckung ausgeführt werden, wie in Fig. 1 bis 4, Taf. VI, zu ersehen. Es ist hierin e die Schaufeltheiluug und $^1/_4 e$ die Überdeckung. In Folge der Überdeckung der Schaufeln erfolgt der Ausguss des Wassers aus den Zellen erst so tief unten, dass der hierdurch entstehende Effectsverlust (Effectsverlust im Ausgussbogen A_1 B_1 Fig. 2, Taf. V) nicht so bedeutend ausfällt, dass deshalb die Anwendung des theueren Radmantels gerechtfertigt wäre.

3. **Schaufelconstruction.** Das oberschlächtige und das rückschlächtige Wasserrad unterscheiden sich im Radkörper wesentlich nur durch die Schaufelconstruction. Beim oberschlächtigen Wasserrad wird die sogenannte Überdeckung der Schaufeln gleich ein Viertel der Schaufeltheilung angewendet, damit das Wasser nicht zu früh ausgegossen wird, beim rückschlächtigen Rade hingegen wird keine Überdeckung angewendet, sondern der Wasserabfluss durch den bis zum Einlauf hinaufreichenden, das Rad am Umfange mit geringem Spielraum umschließenden Radmantel oder Kropf behindert. Es sind ferner beim rückschlächtigen Rad die sogenannten Ventilationsspalten vorhanden, welche den Luftaustritt nach dem Inneren des Rades gestatten, wenn die Zellen am Einlauf vorübergehen und der Wassereintritt in dieselben erfolgt, wogegen der Luftaustritt beim oberschlächtigen Rade am äußeren Radumfang erfolgen muss, und zwar zum Theil unter oder über dem eintretenden Wasserstrahl, zum Theil rechts und links hievon, indem die lichte Breite des Rades größer ist als die Strahlbreite des in das Rad einfließenden Aufschlagwassers.

Der Unterwasserspiegel wird beim oberschlächtigen Rad so tief gelegt, dass die Schaufeln denselben beim höchsten Stauwasser höchstens noch in ihrer tiefsten Lage berühren, nicht aber in denselben eintauchen (Fig. 2, Taf. V).

In Fig. 1, Taf. VI, ist die Construction mit geraden Schaufeln für größere oberschlächtige Wasserräder mit hölzernen Schaufeln dargestellt.

Fig. 4, Taf. VI, zeigt die Construction mit schwach gekrümmten äußeren Schaufeln, welche für kleinere oberschlächtige Wasserräder mit hölzernen Schaufeln angewendet wird, um die Schluckweite *s* nicht zu klein zu erhalten.

Werden die Schaufeln aus Eisenblech hergestellt, so werden selbe beim oberschlächtigen Wasserrad gekrümmt, wie in Fig. 2 und 3, Taf. VI, gezeichnet.

Übrigens steht die Schaufelconstruction hier wie bei anderen Wasserrädern mit der später behandelten Einlaufsconstruction im Zusammenhang, insoweit es sich darum handelt, einen möglichst geringen Effectverlust beim Eintritt des Wassers zu erzielen. Es kann mithin die Schaufelconstruction auch eine der Einlaufsconstruction entsprechende, von der hier und im folgenden angegebenen abweichende, andere Schaufelkrümmung bei Blechschaufeln oder eine unter anderem Winkel gegen den Radumfang gestellte ebene hölzerne Schaufel ergeben.

Die Fig. 11 bis 15, Taf. VI, zeigen die Schaufelconstruction für das rückschlächtige Wasserrad, wobei die äußere Schaufel den Radumfang in der Verlängerung des radialen Theiles der vorhergehenden Schaufel schneidet. Es gilt wieder Fig. 11 und 12, Taf VI, für gerade hölzerne Schaufeln größerer Räder, Fig. 15, Taf. VI, für kleinere Räder mit schwach gekrümmter äußerer Schaufel, um eine größere Schluckweite *s* zu erzielen und Fig. 13 und 14, Taf. VI, für Schaufeln aus Eisenblech.

Gewöhnlich wird der Unterwasserspiegel beim rückschlächtigen Wasserrad so tief gelegt, dass die äußeren Schaufeln denselben in der tiefsten Lage eben noch berühren, wie in Fig. 9, Taf. VI, gezeichnet. Nur selten tauchen die Schaufeln bis zur halben Radtiefe in das Unterwasser.

Für die Schaufelräder (mit Ausnahme des Sagebienrades, des Zuppingerrades und des Ponceletrades) gilt die in Fig. 2, Taf. VII, dargestellte Schaufelconstruction bei Anwendung von hölzernen Schaufeln und die Construction nach Fig. 3, Taf. VII, bei Anwendung von Schaufeln aus Eisenblech.

Die hölzernen Schaufeln werden gewöhnlich außen auf $^1/_4$ oder $^1/_3$ und manchmal auf $^1/_2$ der Radtiefe a geknickt derart, dass selbe im letzten Viertel vertical aus dem Unterwasserspiegel austreten, um nicht

zu großen Effectsverlust durch das Aufwerfen des Wassers zu erhalten, oder sie sind gerade und so schief gestellt, dass sie im letzten Viertel vertical aus dem Unterwasserspiegel austreten, letzteres insbesondere beim unterschlächtigen Wasserrad, wie in Fig. 2, Taf. IX, gezeichnet.

Der Unterwasserspiegel wird hierbei so hoch gelegt, dass die Schaufeln in ihrer tiefsten Lage beim höchsten Stand des Unterwassers bis zur halben Radtiefe a in das Unterwasser tauchen. Erhält der Abflusscanal ein solches Gefälle, dass das Wasser in demselben mit der Geschwindigkeit gleich der Umfangsgeschwindigkeit v des Rades abfließt, so kann sich die Canalsohle gleich an das Kreisgerinne anschließen, wie in Fig. 5, Taf. VIII, gezeichnet, andernfalls ist ein Abfall der Canalsohle nothwendig, wie in Fig. 1, Taf. IX.

In Fig. 2, Taf. VII, ist die Schaufelconstruction für hölzerne, außen auf $^1/_4$ der Radtiefe a geknickte Schaufeln dargestellt. Hierbei ist $OQ = R$ der äußere Radhalbmesser, $QM = a$ die Radtiefe und der Unterwasserspiegel geht durch den Punkt N in der halben Radtiefe, so dass also $MN = NQ = {}^1/_2\, a$ ist. Es ist ferner $QP = NP = {}^1/_4\, a$ und durch P ein Kreis vom Halbmesser OP gezeichnet, welcher den Unterwasserspiegel in S schneidet. Durch den Punkt S wird nun das äußere Schaufelstück ST vertical gezogen und an dessen Verlängerung SK tangierend der Hilfskreis OK für die Verzeichnung desselben Stückes bei den übrigen Schaufeln. Das innere Schaufelstück SU wird radial gezogen.

In Fig. 3, Taf. VII, ist die Schaufelconstruction für Blechschaufeln gezeichnet. Die Schaufeln sind nach einem Kreisbogen gekrümmt, dessen Krümmungshalbmesser ϱ so bestimmt ist, dass die Schaufel im äußern Viertel von a eine Evolvente an den Kreis vom Halbmesser ON bildet, welcher den Unterwasserspiegel berührt, und sonach in jedem Punkte des äußeren Viertels der Schaufel die Tangente an die Schaufelcurve vertical auf den Wasserspiegel steht, um das Aufwerfen des Wassers durch die aus demselben emporgehende Schaufel thunlichst zu vermeiden.

Wird die Schaufelconstruction hiervon abweichend im Zusammenhange mit der Einlaufsconstruction so ausgeführt, dass das Wasser wie beim oberschlächtigen Rade und den nachstehend behandelten anderen Schaufelrädern relativ in der Richtung der Schaufel ohne Stoß in das Rad eintritt, so ist dabei doch stets darauf Rücksicht zu nehmen, dass die Schaufeln beim Austritt aus dem Unterwasser keinen zu großen Effectverlust durch Aufwerfen des Wassers ergeben, also dort möglichst annähernd senkrecht aus dem Unterwasserspiegel austreten.

Die Schaufelconstruction des **Sagebienrades** ist in Fig. 3, Taf. VIII, Fig. 11 und 12, Taf. XI und jene des **Zuppingerrades** in Fig. 10, Taf. XII, Fig. 3 und 4, Taf. XIII, zu ersehen.

Das Sagebienrad hat ebene oder gekrümmte Schaufeln, welche so gestellt sind, dass das vom Einlauf mit geringer absoluter Geschwindigkeit eintretende Wasser relativ in der Richtung der Schaufeln ohne Stoß in das Rad eintritt.

Das Zuppingerrad hat so gekrümmte Schaufeln, dass das vom Überfalleinlauf mit ziemlich bedeutender absoluter Geschwindigkeit eintretende Wasser relativ in der Richtung der Schaufeln, ohne Stoß in das Rad eintritt.

Die Schaufeln tauchen bis zu $1/_3$ der Radtiefe a in das Unterwasser und sind gegen die Achse zu so weit aufwärts geführt, dass sie mit der Innenkante über der Höhe des Oberwasserspiegels stehen, wenn die Außenkante den Wasserspiegel im Einlauf berührt. Es ergibt sich sonach für die Schaufelconstruction dieser beiden Räder dieselbe Regel wie beim oberschlächtigen Wasserrad, nämlich dass die absolute Eintrittsgeschwindigkeit c des Wassers die Resultierende sein muss von der Umfangsgeschwindigkeit v des Rades und der relativen Eintrittsgeschwindigkeit w, mit welcher das Wasser der Schaufel entlang eintritt. Übrigens sind beide Räder mit Überfalleinlauf versehen, wie das gewöhnliche Schaufelrad mit Überfalleinlauf.

Die Schaufeln des **Ponceletrades** werden nach einem Kreisbogen vom Krümmungshalbmesser ρ gekrümmt und so construiert, dass das Wasser ohne Stoß den Schaufeln entlang im Rade ansteigt und sodann den Schaufeln entlang herabfließt, um das Rad zu verlassen, also rein durch seine lebendige Kraft (actuelle oder kinetische Energie) wirkt. Es muss demnach, wie in Fig. 3, Taf. IX, gezeichnet, die absolute Eintrittsgeschwindigkeit des Wassers in das Rad c die Resultierende sein von v und w, wobei wieder v die Umfangsgeschwindigkeit des Rades und w die relative Geschwindigkeit, mit welcher das Wasser der Schaufel entlang fließt, bezeichnet.

Wählt man die Winkel

$$\left.\begin{array}{l}\alpha = 15^\circ\\ \beta = 32^\circ\end{array}\right\} \quad \ldots\ldots\ldots\ldots \quad (48$$

so ergibt sich aus dem Geschwindigkeitsparallelogramm das Geschwindigkeitsverhältnis

$$\frac{v}{c} = \frac{\sin(\beta - \alpha)}{\sin\beta} = \frac{\sin 17^0}{\sin 32^0} = 0{,}55 \quad \ldots \ldots \quad (49$$

und somit die vortheilhafteste Umfangsgeschwindigkeit

$$v = 0{,}55\, c \quad \ldots \ldots \ldots \ldots \quad (50$$

Man macht nun im mittleren Eintrittspunkte S die Gerade $\overline{Sv} = v$ tangierend an den Radkreis $\overline{Sc} = c$ unter dem Winkel α gegen $\overline{Sv}$ geneigt, zieht die Gerade $\overline{vc}$ und parallel dazu die Gerade $\overline{Sw}$, welche durch Schluss des Parallelogramms in der Strecke $\overline{Sw}$ die Richtung und Größe der relativen Geschwindigkeit des Wassers der Schaufel entlang ergibt. $\overline{Sw}$ ist daher die Tangente an die Schaufelcurve im Punkte S, und wenn v nach Gl. (50 genommen wurde, so ergibt sich bei richtiger Construction der Winkel $vSw = \beta = 32^0$ und umgekehrt. Nun wird $\overline{SK} = \varrho$ senkrecht auf $\overline{Sw}$ und durch K der Mittelpunktskreis vom Halbmesser $\overline{OK}$ für die Schaufelcurven gezeichnet und zwar wenn H das Gefälle beim Wasserrade bezeichnet, nimmt man passend

$$\varrho = 0{,}55\, H \text{ bis } 0{,}75\, H \quad \ldots \ldots \ldots \quad (51$$

4. Einlaufsconstruction. Die Einlaufsconstruction des oberschlächtigen Wasserrades ist dadurch bestimmt, dass das Wasser mit der relativen Geschwindigkeit w Fig. 7 und 8, Taf. VI, in der Richtung der äußeren Radschaufel in das Rad einfließen muss, um nicht gegen diese zu stoßen, und dass sonach die absolute Eintrittsgeschwindigkeit des Wassers c die Resultierende sein muss von v und w, wobei v die Umfangsgeschwindigkeit des Rades und w die relative Geschwindigkeit des Wassers der Schaufel entlang bezeichnet. Trifft also der mittlere Wasserstrahl mit der absoluten Geschwindigkeit c den Radumfang im Punkte B, so hat man, um ihre Richtung festzustellen, das Geschwindigkeitsparallelogramm zu zeichnen. Man macht deshalb $\overline{Bv} = v$ im Punkte B tangierend an den äußeren Radkreis; zieht die Gerade $\overline{vc} \parallel \overline{Bw}$ also parallel mit der in die Richtung der äußeren Radschaufel gelegten relativen Geschwindigkeit w; fasst hierauf das Maß der Geschwindigkeit c in den Zirkel, setzt in B ein und schneidet die $\overline{vc}$ in c, wonach also die Gerade $\overline{Bc} = c$ die Richtung der absoluten Eintrittsgeschwindigkeit c ergibt, die Gerade $\overline{cw} \parallel \overline{Bv}$ schließt endlich das Geschwindigkeitsparallelogramm und ergibt in der Strecke $\overline{Bw} = w$ die Größe der relativen Geschwindigkeit w. Man erhält hiermit graphisch die Größe des Winkels φ, unter welchem der mittlere Wasserstrahl im Punkte B gegen die Horizontale geneigt den Radumfang treffen muss, also den Winkel der Tangente

an die Einlaufsparabel im Punkte B, Fig. 6, Taf. VI, gegen die Abszissenachse BD.

Es ergeben sich nun für den Parabelscheitel A die Coordinaten $x = BD$ und $y = AD$*)

$$x = \frac{c^2}{2g} . \sin 2\varphi \quad . \quad . \quad . \quad . \quad (52$$

$$y = \frac{c^2}{2g} . \sin^2 \varphi \quad . \quad . \quad . \quad . \quad (53$$

diese Werte sind in Fig. 5, Taf. VI, graphisch bestimmt. Es ist hierin $OM = OQ = ON = \frac{c^2}{2g}$; $\sphericalangle MOQ = \sphericalangle QON = \varphi$; $\sphericalangle MON = 2\varphi$; $OT = QS = OQ . \sin \varphi$; somit $NP = \frac{c^2}{2g} . \sin 2\varphi$ und $UT = OT . \sin \varphi = OQ . \sin^2 \varphi = \frac{c^2}{2g} . \sin^2 \varphi$, also

$$NP = x$$
$$TU = y$$

---

*) Für die durch die Druckhöhe h_0 bedingte horizontale Austrittsgeschwindigkeit c_0 im Parabelscheitel A ergibt sich beim Einlangen des mittleren Wasserstrahles im Punkte B nach Verlauf der Zeit t die absolute Eintrittsgeschwindigkeit c als Resultierende der Horizontalcomponente c_0 und der durch die Schwerkraft bedingten Verticalcomponente gt und da nun c_0 mit c den Winkel φ einschließt ist

$$c_0 = c . \cos \varphi \quad . \quad . \quad . \quad . \quad (1$$

Die Coordinaten des Punktes B auf den Scheitel A bezogen, nämlich $BD = x$; $AD = y$ (Fig. 6, Taf. VI) sind nun

$$x = c_0 t \quad . \quad . \quad . \quad . \quad (2$$

$$y = g \frac{t^2}{2} \quad . \quad . \quad . \quad . \quad (3$$

Nun ist, wie in Fig. 6, Taf. VI, gezeichnet, die Subtangente DE gleich der doppelten Ordinate AD und weil der $\sphericalangle DBE = \varphi$ ist, so folgt weiter

$$2y = x tg \varphi \quad . \quad . \quad . \quad . \quad (4$$

Aus Gl. (2 und (3 ergibt sich durch Elimination von t die Gleichung der Einlaufsparabel

$$x^2 = \frac{2c_0^2}{g} . y \quad . \quad . \quad . \quad . \quad (5$$

und wenn hierin c_0 aus Gl. (1 und y aus Gl. (4 eingesetzt wird

$$x = \frac{c^2}{2g} . \sin 2\varphi \quad . \quad . \quad . \quad . \quad (6$$

und durch Substitution von x aus Gl. (6 in Gl. (4

$$y = \frac{c^2}{2g} . \sin^2 \varphi \quad . \quad . \quad . \quad . \quad (7$$

also obige Gl. (52 und (53.

Für die Bestimmung von x und y durch Rechnung erhält man aus Fig. 7, Taf. VI,

$$\varphi = \alpha + \delta \quad \ldots \ldots \ldots \ldots \quad (54$$

und

$$\frac{\sin\,(\beta - \alpha)}{\sin\,\beta} = \frac{v}{c} \quad \ldots \ldots \ldots \ldots \quad (55$$

Sind sohin die Werte x und y bestimmt, so wird die sich hierfür ergebende Parabel in bekannter Weise construiert, wie in Fig. 6, Taf. VI, gezeichnet, indem $AD \perp BD$; $BD = x$; $AD = y$; $AC \# BD$; $BC \# AD$; AC und BC je in die gleiche Anzahl (hier in 4) gleicher Theile getheilt und die Durchschnittspunkte der Strahlen vom Scheitel A mit den Parallelen zu BC verbunden werden.*)

Eine Äquidistante zu dieser Parabel schließt aus constructiven Rücksichten beim Eintritt des Wassers im Radscheitel ihrer ganzen Länge nach an den Zuflusscanal, wie in Fig. 8, Taf. VI, gezeichnet, bei dem Einlauf in Fig. 7, Taf. VI, jedoch nur unmittelbar am Ende desselben.

Wird nun die Schütze in der Höhe z über dem Einlaufspunkt B angebracht, wie in Fig. 7, Taf. VI, gezeichnet, so ergibt sich die erforderliche Druckhöhe über der Ausflussöffnung der Schütze

$$h_0 = 1{,}1 \,.\, \frac{c^2}{2g} - z \quad \ldots \ldots \ldots \ldots \quad (56$$

und das Wasser fließt mit der mittleren Geschwindigkeit

$$c_0 = 0{,}97 \,.\, \sqrt{2gh_0} \quad \ldots \ldots \ldots \ldots \quad (57$$

durch die Ausflussöffnung.

Bezeichnet ferner, wie in Fig. 3, Taf. V, cotiert,

b_0 die Breite des Einlaufes, also die Breite der Schützenöffnung, in Meter,

a_0 die Höhe der Schützenöffnung, also die Dicke des Wasserstrahles in Meter, auch in Fig. 7 und 8, Taf. VI, cotiert,

Q die abfließende Wassermenge in Kubikmeter pro Secunde,

so ergibt sich

$$Q = a_0\; b_0 \cdot c_0 \quad \ldots \ldots \ldots \ldots \quad (58$$

---

*) Zur Controle für die Richtigkeit der graphischen Rechnung ziehe man in Fig. 6, Taf. VI, $\overline{BE}$ in der Richtung der Geschwindigkeit c, mache also $\sphericalangle\, DBE = \varphi$, so muß sich nach dem Subtangenten-Satze ergeben

$$AE = AD$$

weil nur in diesem Falle die BE im Punkte B eine Tangente an die Parabel ist, die Richtung der Geschwindigkeit c aber mit der Tangente im Punkte B zusammenfallen muss.

und hieraus die Strahldicke

$$a_0 = \frac{Q}{b_0 . c_0} \quad \ldots \ldots \ldots \ldots \ldots \ldots (59$$

Der Oberwasserspiegel liegt nun, wie in Fig. 7, Taf. VI, cotiert, um die Höhe

$$h = h_0 + z = 1{,}1 . \frac{c^2}{2g} \quad \ldots \ldots \ldots \ldots (60$$

über dem Punkte B, in welchem der Wasserstrahl den Radumfang trifft.

Hiernach ergibt sich, wie in Fig. 2, Taf. V, ersichtlich, folgender Zusammenhang zwischen dem Radhalbmesser R und dem Gefälle

$$H = R + R . \cos \delta + h = R . (1 + \cos \delta) + 1{,}1 . \frac{c^2}{2g} \quad . \quad (61$$

woraus

$$R = \frac{H - 1{,}1 . \frac{c^2}{2g}}{1 + \cos \delta} \quad \ldots \ldots \ldots \ldots (62$$

Die Breite b_0 des Einlaufes wird, wie schon erwähnt, des Luftaustrittes und des unbehinderten Wassereintrittes wegen etwas kleiner gemacht als die Breite b des Wasserrades und zwar

$$b_0 = b - 0{,}1 \; m \quad \ldots \ldots \ldots \ldots (63$$

wobei b_0 und b in Meter ausgedrückt sind.

Um den Wassereintritt in das Rad beziehungsweise den theilweisen Luftaustritt aus dem Rade am äußeren Radumfange nicht zu behindern, soll die Schluckweite s (Fig. 1 bis 4, Taf. VI) ungefähr doppelt so groß sein, als die Dicke des eintretenden Wasserstrahles.

Man erkennt nach Vorstehendem, daſs die Wirkung des Wassers nur zum geringen Theil durch Stoß gegen den radialen Theil der Schaufel, den sogenannten Zellenboden, der Hauptsache nach jedoch durch das Gewicht des in den Zellen enthaltenen und mit diesem sich nach abwärts bewegenden Wassers erfolgt, bis sich letztere im Ausguſsbogen entleeren.

Um den Ausguſsbogen A_1 B_1 Fig. 2, Taf. V, möglichst klein zu erhalten, damit der dadurch bedingte Effectverlust thunlichst herabgemindert wird, macht man den Winkel, welchen die äußere Schaufel mit der Tangente an den Radumfang im Punkte B Fig. 7, Taf. VI, einschließt, in manchen Fällen etwas kleiner als den sich aus dem Geschwindigkeitsparallelogramme ergebenden Winkel und läſst dann einen kleinen Effectverlust durch den Stoß des einfließenden Wasserstrahles gegen

den Schaufelrücken zu. Würde man behufs Verminderung des Gefällsverlustes beim Wassereintritt durch den Stoß gegen den Zellenboden den einfließenden Wasserstrahl nicht wie in Fig. 7, Taf. VI, links vom Scheitel und auch nicht wie in Fig. 8, Taf. VI, im Scheitel, sondern noch so weit rechts vom Scheitel anordnen, dass der einfallende Strahl den Zellenboden in der verticalen Mittellinie des Rades trifft, so müsste zur Sicherung des Drehungssinnes des Rades noch eine Rohrleitung angebracht werden, durch welche das Aufschlagwasser in die Zellen links vom Scheitel geleitet wird, bevor durch die Schütze der Einlauf geöffnet wird. Eine solche Rohrleitung wird übrigens oft bei oberschlächtigen Wasserrädern schon deshalb angebracht, um das Angehen des Rades zu erleichtern.

Das rückschlächtige Wasserrad, Fig. 9, Taf. VI, erhält zur Leitung des Wassers in die Zellen des Rades einen Coulisseneinlauf, bestehend aus zwei Seitenschilden, an deren vorstehende entsprechend geformten Rippen die aus Eisenblech hergestellten Coulissenschaufeln angeschraubt sind. Ein Schützenbrett, welches mit eisernen Armierungsschienen an den Seitenschilden geführt ist, dient zur Regulierung des Wasserzuflusses. Dasselbe ist bei mittlerer Wassermenge so eingestellt, dass der unterste Coulissencanal geschlossen ist, wie in Fig. 9, Taf. VI, gezeichnet. Bei größerer Wassermenge wird das Schützenbrett durch die Schützenzugvorrichtung nach abwärts bewegt, bei geringerem Wasserzufluss hingegen nach aufwärts, um den Oberwasserspiegel in bestimmter Höhe zu erhalten.

Die Construction der Coulissenschaufeln ist dadurch bestimmt, dass das Wasser mit der relativen Geschwindigkeit w, Fig. 10, Taf. VI, in der Richtung der äußeren Radschaufel in das Rad einfließen muss, um nicht gegen diese zu stoßen und dass sonach wieder die absolute Eintrittsgeschwindigkeit des Wassers c die Resultierende sein muss von v und w, wobei v die Umfangsgeschwindigkeit des Rades und w die relative Geschwindigkeit des Wassers der Schaufel entlang bezeichnet.

Die Construction wird für die oberste Coulissenschaufel durchgeführt, für welche der im Radmantel liegende Endpunkt b_1 in der Tiefe

$$h_1 = 0{,}3\ m \quad \ldots \ldots \quad (64$$

unter dem Oberwasserspiegel angebracht wird. Zwischen dem Radumfang und dem Radmantel ist ein kleiner Zwischenraum ε vorhanden, damit die Schaufeln nicht am Mantel anstreifen.

Der Eintritt des Wassers in das Rad erfolgt in B, wo die äußere Schaufel den Radumfang schneidet. Man macht nun $\overline{Bv} = v$ tangierend an den äußeren Radumfang, $\overline{vc} \parallel \overline{Bw}$, also parallel mit der Richtung der äußeren Radschaufel, fasst das Maß der Geschwindigkeit

$$c = \sqrt{2g \, . \, h_1} = \sqrt{2 \, . \, 9{,}81 \, . \, 0{,}3} = 2{,}43 \; m \quad . \; . \; . \; . \quad (65$$

in den Zirkel, setzt in B ein und schneidet die $\overline{vc}$ in dem Punkte c, wonach also die Gerade $\overline{Bc} = c$ die Richtung der absoluten Eintritts-Geschwindigkeit c ergibt. Die Gerade $\overline{cw} \parallel \overline{Bv}$ schließt endlich das Geschwindigkeitsparallelogramm und ergibt in der Strecke $\overline{Bw} = w$ die Größe der relativen Geschwindigkeit w. Die durch b_1 gehende Verlängerung der Geraden $\overline{Bc}$ muss nun die Tangente an den obersten Coulissenbogen im Punkte b_1 sein. Zieht man nun $\overline{b_1 k} \perp \overline{Bc}$, so ist diese die Normale im Punkte b_1 und es liegt in derselben der Mittelpunkt des den Coulissenbogen bildenden Kreisbogens,*) dessen Halbmesser

$$\varrho = b_1 c_1 = a \quad . \; . \; . \; . \; . \; . \; . \; . \; . \; . \; . \; . \; . \quad (66$$

nun aufgetragen wird, um den Mittelpunkt c_1 selbst zu bestimmen, wobei a die Radtiefe bezeichnet.

Es wird nun der Hilfskreis $O k$ tangierend an die Normale $\overline{b_1 k}$ gezogen, an welchen durch die Endpunkte b_2 b_3 b_4 der folgenden Coulissenbögen Tangenten gehen, die in diesen Punkten die Normalen sind. Die

---

*) Eine andere Form der Coulissen enthält: Bach, „Die Wasserräder". Seite 190 bis 192. Die Coulissen bestehen hierbei wie in Fig. 1, Taf. XIII, zu ersehen ist, zur besseren Sicherung der Richtung der absoluten Eintrittsgeschwindigkeit c und Verminderung der Contraction in dem die Ausflussöffnung begrenzenden Theile aus Kreisbögen, deren Mittelpunkte in den zur absoluten Austrittsgeschwindigkeit e im Strahlmittel senkrechten Tangenten an den Hilfskreis liegen. An diese Kreisbögen schließen sich bis zur Auflagebene des Schützenbrettes reichend entgegengesetzt gekrümmte Bögen (Kreisbögen oder Parabeln) derart an, daß die Oberkante jeder folgenden Coulisse im Interesse der sicheren Wasserführung hoch genug über die Unterkante der darüberliegenden Coulisse zu liegen kommt.

So geformte Coulissen sollen bei sachgemäßer Ausführung nur eine ganz unbedeutende Contraction ergeben, so dass man an Stelle des Coëfficienten 0,75 in Gl. (68 bis (70 setzen kann:

Für die erste (oberste) Coulisse 0,94
„ „ zweite „ 0,93
„ „ dritte „ 0,92

worin der Einfluss der Stärke der durch die Oeffnung passierenden Radschaufel berücksichtigt gedacht ist, sofern diese Stärke 5 bis 6 mm nicht überschreitet und die Schaufeltheilung nicht weniger als ungefähr das Doppelte des zu einer Coulisse gehörigen Einlaufsbogens beträgt.

Schnittpunkte dieser Normalen mit einem durch c_1 gehenden Kreise aus dem Mittelpunkt O des Rades ergeben die Mittelpunkte c_2 c_3 c_4 für die folgenden Coulissenbögen. Für die Coulissentheilung kann man als Anhalt nehmen

$$e_1 = \overline{b_1 b_2} = \overline{b_2 b_3} = \overline{b_3 b_4} = 0{,}4 . a \quad \ldots \ldots \quad (67$$

wobei wieder a die Radtiefe bezeichnet, und die Anzahl der erforderlichen Coulissencanäle nach der pro Secunde zufließenden Wassermenge Q zu bestimmen ist, welche durch diese Canäle in das Rad geleitet wird. Dabei ist Rücksicht zu nehmen, dass die normale Ausflussweite a_0 der Coulissencanäle nicht zu eng werde und zwar mindestens 0,06 m betrage.

Bezeichnet

a_0 die normale Weite eines Coulissencanals an der Ausmündung, in Meter,

b_0 die Breite der Ausflussöffnung der Coulissencanäle in Meter,

so ergibt sich die pro Secunde durch den ersten Coulissencanal fließende Wassermenge q_1, nach Redtenbacher aus der Gleichung

$$q_1 = 0{,}75 . a_0 . b_0 . \sqrt{2 g h_1} \quad \ldots \ldots \quad (68$$

jene für den zweiten Coulissencanal

$$q_2 = 0{,}75 . a_0 . b_0 . \sqrt{2 g h_2} \quad \ldots \ldots \quad (69$$

jene für den dritten Coulissencanal

$$q_3 = 0{,}75 . a_0 . b_0 . \sqrt{2 g h_3} \quad \ldots \ldots \quad (70$$

und es werden nun soviel Canäle angenommen, dass

$$q_1 + q_2 + q_3 + \cdots > Q \quad \ldots \ldots \quad (71$$

so dass noch ungefähr ein Canal mehr vorhanden ist, als für das Abfließen der mittleren Wassermenge Q erforderlich ist.

Die Länge des Coulissenbogens wird dadurch bestimmt, dass man die Gleitfläche für die Schütze in der Höhe des obersten und des untersten Coulissenbogens vom äußeren Radumfang gleichweit entfernt annimmt und zwar in der Entfernung

$$e_2 = 0{,}3 \; m \quad \ldots \ldots \quad (72$$

Die Einlaufsbreite b_0 wird wieder etwas schmäler als die Radbreite b und zwar

$$b_0 = b - 0{,}1 \; m \quad \ldots \ldots \quad (73$$

Würden die Schaufeln des rückschlächtigen Wasserrades mit Überdeckung ausgeführt, so würde der Winkel β und hiermit auch der Winkel α sehr spitz, also a_0 sehr klein ausfallen und mithin der Wassereinlauf in das Rad sehr tief unten erfolgen. Hierin liegt der Grund, dass die

Schaufeln des rückschlächtigen Wasserrades ohne Überdeckung ausgeführt werden müssen.

Die Wirkung des Wassers erfolgt auch hier nur zum geringeren Theile durch den Stoß des Wassers gegen den Radboden, der Hauptsache nach aber durch das Gewicht des in den Zellen vorhandenen Wassers.

Für das Schaufelrad mit Coulisseneinlauf, Fig. 1 und 4, Taf. VII, legt man wieder den Endpunkt b_1 des obersten Coulissenbogens in der Tiefe

$h_1 = 0{,}3\ m$: . . . . (74

unter dem Oberwasserspiegel im Kreisgerinne an, welches vom äußeren Radumfang um den Spielraum ε entfernt ist, verbindet b_1 mit dem Radmittelpunkt O und nimmt die Normale $\overline{b_1 k}$ im Punkte b_1 unter einem Winkel

$\varphi = 32$ bis 38^0 . . . . (75

oder im Mittel

$\varphi = 36^0$ . . . . (76

geneigt gegen die $\overline{b_1 O}$ an. Es wird nun auf diese Normale der Krümmungshalbmesser

$\varrho = b_1 c_1 = 0{,}8\,a$ bis a . . . . (77

aufgetragen, um den Mittelpunkt c_1 zu bestimmen, wobei wieder a die Radtiefe bezeichnet. Weil nun aber der Coulisseneinlauf beim Schaufelrad, insbesondere bei veränderlichem Wasserstande im Zuflusscanale sehr vortheilhaft ist, ordnet man die Coulissencanäle so an, dass die durch die Gl. (74 bestimmte Höhe für den mittleren Wasserstand im Zuflusscanal gilt, gibt nöthigenfalls für den höchsten Wasserstand oben noch einen Coulissencanal zu, und stellt die einzelnen Coulissenschaufeln (Leitschaufeln) unter gleichem Winkel gegen den Radumfang, was dadurch erreicht wird, dass man durch den Mittelpunkt c_1 der Schaufelcurve einen zum Radmittelpunkt O concentrischen Kreis vom Halbmesser $\overline{Oc_1}$ zieht und die Mittelpunkte $c_2\, c_3\, c_4$ der folgenden Schaufelcurven vom gleichen Krümmungshalbmesser ϱ in die Schnittpunkte dieses Kreises mit den aufeinanderfolgenden, durch $b_2\, b_3\, b_4$ gehenden Tangenten an den Hilfskreis Ok verlegt. Die Coulissentheilung wird nach Redtenbacher

$e_1 = b_1 b_2 = b_2 b_3 = b_3 b_4 = {}^1/_3 a$ . . . . . . (78

oder nach Weisbach constant etwa

$e_1 = 80\ mm = 0{,}08\ m$ . . . . (79

angenommen.

Die Anzahl der erforderlichen Coulissencanäle wird wieder nach der pro Secunde zufließenden Wassermenge Q bestimmt, welche durch diese Canäle in das Rad geleitet wird.

Bezeichnet wieder

a_0 die normale Weite eines Coulissencanales an der Ausmündung, in Meter,

b_0 die Breite der Ausflussöffnung der Coulissencanäle nach Gl. (73, in Meter,

so ergibt sich die pro Secunde durch den ersten Coulissencanal fließende Wassermenge q_1 nach Grashof aus der Gleichung

$$q_1 = 0{,}6 \,.\, a_0 \,.\, b_0 \,.\, \sqrt{2 g h_1} \qquad (80$$

jene für den zweiten Coulissencanal

$$q_2 = 0{,}6 \,.\, a_0 \,.\, b_0 \,.\, \sqrt{2 g h_2} \qquad (81$$

jene für den dritten Coulissencanal

$$q_3 = 0{,}6 \,.\, a_0 \,.\, b_0 \,.\, \sqrt{2 g h_3} \qquad (82$$

und es werden nun soviel Canäle angenommen, dass die Summe

$$q_1 + q_2 + q_3 + \cdots > Q \qquad (83$$

so dass noch ungefähr ein Canal mehr vorhanden ist, als für das Abfließen der mittleren Wassermenge Q erforderlich.

Die Länge des Coulissenbogens wird wieder dadurch bestimmt, dass man die Gleitfläche für die Schütze in der Höhe des obersten und des untersten Coulissenbogens vom äußeren Radumfang gleich weit entfernt annimmt und zwar

$$e_2 = 0{,}3\ m \qquad (84$$

Die Wirkung des Wassers erfolgt zum Theil durch Stoß gegen die Radschaufeln, zum Theil durch das Gewicht des auf die Schaufeln drückenden Wassers in den Schaufelräumen.

Bei dem Schaufelrad mit Überfalleinlauf, Fig. 5, Taf. VII und Fig. 5, Taf. XIII, wird das aus Eisenblech oder Gusseisen hergestellte Armierungsstück der Überfallschütze nach einer Parabel gebildet, deren Scheitel A (Fig. 6, Taf. VII) die Coordinaten $BD = x$; $AD = y$ erhält, welche durch die Gleichungen

$$\left.\begin{aligned} x &= 2\sqrt{h_0 \,.\, (h_1 - h_0)} \\ y &= h_1 - h_0 \end{aligned}\right\} \qquad (85$$

bestimmt sind, wobei

$$h_0 = \left(\frac{Q}{{}^2/_3\ \mu \,.\, b_0 \sqrt{2g}}\right)^{2/3} \qquad (86$$

und

$^2/_3\ \mu = 0{,}44$ . . . . (87

Entsprechend der Eintrittsgeschwindigkeit des Wassers im Punkte B

$c = 3\ m$ . . . . (88

ergibt sich die Tiefe des Punktes B unter dem Oberwasserspiegel

$h_1 = \frac{c^2}{2g} = 0{,}46\ m$ . . . . (89

Die Parabelconstruction wird wieder wie in Fig. 6, Taf. VI, ausgeführt.

Die Wirkung des Wassers erfolgt sonach zum Theil durch Stoß, zum Theil durch Druck auf die Schaufeln.

Die gleiche Einlaufsconstruction zeigt das ebenfalls mit Überfalleinlauf ausgeführte Sagebienrad, Fig. 1 und 2, Taf. VIII, sowohl als auch das Zuppingerrad Fig. 9, Taf. XII, und Fig. 3 und 4, Taf. XIII.

Das Kropfrad erhält im Einlauf wie das oberschlächtige Wasserrad eine Durchlaßschütze (Spannschütze, Stauschütze) und der Einlauf wird nach einer Parabel gebildet, welche sich an das Kreisgerinne anschließt, wie in Fig. 4 und 5, Taf. VIII, und in Fig. 1, Taf. IX, gezeichnet.

Bezeichnet man mit c die Eintrittsgeschwindigkeit des Wassers in das Rad im Punkte B, in welchem die Einlaufsparabel an das Kreisgerinne sich anschließt, und mit h die Tiefe des Punktes B unter dem Oberwasserspiegel, wie in Fig. 5, Taf. VIII und Fig. 1, Taf. IX, cotiert, ferner mit v die Umfangsgeschwindigkeit des Rades, so ist für die günstigste Wirkung des Wassers

$c = 2v$ . . . . (90

und es gelten ferner die Gleichungen (56 bis (60 und (63 mit den zugehörigen Bezeichnungen.

Die Coordinaten des Scheitels A der Einlaufsparabel sind wieder durch die Gleichung (52 und (53 bestimmt, wobei φ den in Fig. 5, Taf. VIII, und Fig. 1, Taf. IX, cotierten Winkel der Parabeltangente in B mit der Horizontalen bezeichnet. Es gilt also auch hier wieder die graphische Bestimmung von x und y nach Fig. 5, Taf. VI, und die Parabelconstruction nach Fig. 6, Taf. VI.

Für

$c = 3\ m$ . . . . (91

$\frac{c^2}{2g} = 0{,}46\ m$ . . . . (92

wird für den Punkt B

$$h = 1{,}1 . \frac{c^2}{2g} = 0{,}506\ m \backsim 0{,}5\ m \quad \ldots \ldots \quad (93$$

und für

$$c = 4\ m \quad \ldots \ldots \quad (94$$

$$\frac{c^2}{2g} = 0{,}815\ m \quad \ldots \ldots \quad (95$$

ergibt sich

$$h = 1{,}1 . \frac{c^2}{2g} = 0{,}896 \backsim 0{,}9\ m \quad \ldots \ldots \quad (96$$

Die über den Parabelscheitel gestellte Schütze erhält eine Neigung von etwa 60° gegen den Horizont.

Schließt sich die Einlaufsparabel im Punkte B so an das Kreisgerinne, dass Kreis und Parabel im Punkte B eine gemeinschaftliche Tangente BE aufweisen, wie in Fig. 5, Taf. VIII, so nennt man das Gerinne ein ungebrochenes Kropfgerinne; schließen jedoch die beiden Tangenten im Punkte B einen Winkel δ ein, wie in Fig 1, Taf. IX, gezeichnet, so nennt man das Gerinne ein gebrochenes Kropfgerinne.

Ein ungebrochenes Kropfgerinne wird ausgeführt, wenn sich der Winkel

$$\omega = \sphericalangle\, BOC \leq 45^\circ \quad \ldots \ldots \quad (97$$

ergibt. In diesem Falle (Fig. 5, Taf. VIII) macht man

$$\varphi = \omega \quad \ldots \ldots \quad (98$$

Ein gebrochenes Kropfgerinne wird ausgeführt, wenn der Winkel

$$\omega = \sphericalangle\, BOC > 45^\circ \quad \ldots \ldots \quad (99$$

und zwar nimmt man in diesem Falle (Fig. 1, Taf. IX)

$$\varphi = 45^\circ \quad \ldots \ldots \quad (100$$

womit sich weiters ergibt

$$\delta = \omega - 45^\circ \quad \ldots \ldots \quad (101$$

Man erhält hiernach die Coordinaten des Parabelscheitels nach Gl. (52 und (53 und zwar

a) für ein ungebrochenes Gerinne (Fig. 5, Taf. VIII)

$$x = \frac{c^2}{2g} . \sin 2\varphi \quad \ldots \ldots \quad (102$$

$$y = \frac{c^2}{2g} . \sin^2 \varphi \quad \ldots \ldots \quad (103$$

b) für ein gebrochenes Gerinne (Fig. 1, Taf. IX)

$$x = \frac{c^2}{2g} \quad \ldots \ldots \ldots \ldots \ldots \ldots \quad (104$$

$$y = \frac{1}{2} \cdot \frac{c^2}{2g} \quad \ldots \ldots \ldots \ldots \ldots \ldots \quad (105$$

Die Wirkung des Wassers erfolgt zum Theil durch Stoß, zum Theil durch Druck.

Das unterschlächtige Wasserrad erhält die ganze Gefällshöhe H als Geschwindigkeitshöhe, wie aus der Cotierung in Fig. 2, Taf. IX, ersichtlich, und das Wasser tritt mit der Geschwindigkeit

$$c = 0,95 . \sqrt{2g\,H} \quad \ldots \ldots \ldots \ldots \ldots \quad (106$$

in das Rad.

Die Schütze, welche möglichst nahe an den Radkreis heran gestellt werden soll, erhält eine Neigung von etwa 60° gegen den Horizont und der Einlaufboden wird durch eine mit der Neigung = $^1/_{20}$ hergestellte schiefe Ebene AB gebildet, woran sich der zum Radkreis concentrische bogenförmige Gerinnboden BD ($BC = CD$) anschließt, welcher mindestens einen Bogen von zwei Schaufeln umfassen soll. Dieser bogenförmige Gerinnboden ist dem geraden Gerinnboden, welcher Schnurgerinne genannt wird, vorzuziehen.

Bezeichnet
b die Breite des Wasserrades,
b_0 die Breite des Einlaufes,
a_0 die Strahldicke vor dem Rade,
so macht man wieder

$$b_0 = b - 0,1\ m \quad \ldots \ldots \ldots \ldots \ldots \quad (107$$

und erhält annähernd

$$a_0 = \frac{Q}{b_0 \,.\, c} = \frac{Q}{0,95 . b_0 \sqrt{2g\,H}} \quad \ldots \ldots \ldots \quad (108$$

Die Lage des Oberwasserspiegels EF im Einlauf ist parallel mit dem Einlaufsboden AB, der Punkt F liegt in der Höhe des Unterwasserspiegels und die Radschaufeln tauchen bis zur halben Radtiefe in das Unterwasser.

Die Wirkung des Wassers erfolgt durch Stoß gegen die Schaufeln.

Das Ponceletrad erhält ebenfalls die ganze Gefällshöhe H als Geschwindigkeitshöhe, wie aus der Cotierung in Fig. 3, Taf. IX, ersichtlich, indem der Wassereintritt bei F wieder in der Höhe des

Unterwasserspiegels erfolgt und es gelten für dasselbe sohin wieder die Gl. (106 bis (108.

Der Einlaufboden wird entweder mit einer Neigung von $^1/_{20}$ oder unter dem $\sphericalangle\, \delta = 3^\circ$ gegen den Horizont eben ausgeführt, wie in Fig. 3, Taf. IX, wobei also der Eintrittspunkt S des Wasserstrahlmittels so bestimmt wird, dass wegen $\alpha = 15^\circ$ der Winkel $SOC = \alpha + \delta = 18^\circ$ beträgt; oder der Einlaufboden wird behufs Erzielung des gleichen Eintrittswinkels α in allen Höhenschichten des eintretenden Wasserstrahles, nach einer Evolvente des Hilfskreises vom Halbmesser OK_1 welcher an FK_1 tangiert, hergestellt, wie in Fig. 2, Taf. XIII, wobei $FK \perp EF$ und $\sphericalangle\, COF = 32^\circ$, $\sphericalangle\, COB = 15^\circ$ und sonst wie vorher $\alpha = 15^\circ, \beta = 32^\circ$ beträgt. Der bei letzterer Construction an diese Evolvente anschließende Theil des Gerinnbodens bis zur Schütze wird am einfachsten wieder nach einer Parabel ausgeführt, ähnlich wie beim Kropfrad mit Durchlassschütze und zwar so, dass die Evolvente und Parabel im Anschlusspunkte A eine gemeinschaftliche Tangente aufweisen.

An den Einlaufboden schließt sich im Punkte B wie beim unterschlächtigen Wasserrad der zum Radkreis concentrische bogenförmige Gerinnboden BD ($BC = CD$), welcher den Winkel BOD von ungefähr 30° umfasst.

Die Schütze wird wieder möglichst nahe an den Radkreis herangestellt und deshalb etwa 60° gegen den Horizont geneigt.

Die Lage des Oberwasserspiegels EF im Einlauf ist äquidistant mit dem Einlaufsboden; der Punkt F liegt wieder in der Höhe des Unterwasserspiegels.

Die Tiefe a_1 des Wassers im Abflusscanal unmittelbar hinter dem Rade wird wieder durch die Abflussgeschwindigkeit des Wassers bedingt, und kann $a_1 = 0{,}6\ H$ bis $0{,}7\ H$ betragen.

Die Wirkung des Wassers erfolgt beim Ponceletrad, wie schon bei der Schaufelconstruction (Seite 46) angegeben, durch die lebendige Kraft (actuelle Energie oder kinetische Energie) des Wassers, welches ohne Stoß den Schaufeln entlang relativ in das Rad geleitet wird. Dadurch nun, dass das Wasser im weiteren Verlaufe seiner Wirkung wieder der Schaufel entlang zurück fließt und schließlich über dieselbe Schaufelkante austritt, über welche es in das Rad eingeführt wurde, unterscheidet sich dieses Rad von den später behandelten Turbinen, bei welchen das Wasser mit bestimmter Geschwindigkeit ohne zeitweiligen relativen Stillstand den Schaufeln entlang durch die Schaufelräume, welche dort Canäle genannt

werden, hindurchfließt, und über die entgegengesetzte Schaufelkante aus dem Rade austritt.

5. **Constructionsdetails.** Die Detailconstruction für die dem gegenwärtigen Standpunkte des Maschinenbaues am meisten entsprechende Bauart der Wasserräder mit schmiedeiserner oder aus Bessemerstahl hergestellter Welle und frei auf dieser montiertem Zahnrade ist aus den Fig. 4 bis 6, Taf. IX, und zwar für die Wasserradwelle mit den Rosetten, den anschließenden Armen und Diagonalstangen und in Fig. 1 bis 16, Taf. X, dann in Fig. 1 und 2, Taf. VIII, ohne Diagonalstangen dargestellt.

Fig. 4 bis 6, Taf. IX, zeigen eine Bessemerstahlwelle mit den Rosetten für ein Wasserrad nach der ersten Bauart, mit Armen aus ⊔ Eisen und Diagonalstangen aus Rundeisen. Insbesondere zeigt die Fig. 4 die Verbindung der Arme mit der Rosette; Fig. 5 die Ansicht der Rosette und zwar in der oberen Hälfte die Vorderansicht, in der unteren Hälfte die rückwärtige Ansicht; Fig. 6 endlich zeigt die Verbindung der Diagonalstangen mit den Rosetten.

Die aus Gusseisen hergestellte Rosette hat Vorsprünge zwischen je zwei Armen, zwischen welche die Arme eingepasst sind und letztere selbst sind gegen das Rosettenmittel zu abgeschrägt gegeneinander gestoßen.

In Fig. 5, Taf. XII, ist eine schmiedeiserne Welle für ein Wasserrad nach der zweiten Bauart mit 3 Armsystemen gezeichnet. Die Fig. 6 bis 8, Taf. XII, zeigen die gusseiserne Rosette hierzu und das Detail der daran befestigten gusseisernen Arme. Letztere sind zwischen die Vorsprünge an der Armscheibe der Rosette mittels Passleisten eingepasst und gegen das Rosettenmittel zu abgeschrägt gegeneinander gestoßen. Die Form des Armquerschnittes ist insbesondere in Fig. 8 zu ersehen.

Die Fig. 3, 6 und 7, Taf. VIII, zeigen eine hohle, gusseiserne Welle mit Rosette, Radialstangen und Diagonalstangen für ein Suspensionsrad mit drei Armsystemen.

In Fig. 8 bis 10, Taf. VIII, ist das Detail der Verbindung der hölzernen radialen Arme und der schmiedeisernen aus Rundeisen hergestellten Centrierstangen mit der gusseisernen Rosette eines Wasserrades nach der zweiten Bauart gezeichnet. Insbesondere zeigt hievon Fig. 8 das Detail des Anschlusses der Centrierstangen an die Rosette. In den Armhülsen sind seitliche Ansätze vorhanden, welche in Einschnitte der hölzernen Arme eingreifen, wie in Fig. 10 gestrichelt gezeichnet.

Die Fig. 9 bis 11, Taf. X, zeigen das Detail der Verbindung der aus ⊔ Eisen hergestellten schmiedeisernen Arme mit gusseisernen Seitengetäfern für ein Wasserrad nach der ersten Bauart.

In Fig. 11 und 12, Taf. XI, ist die Detail-Construction eines Sagebienrades nach Ausführung der Maschinenfabrik zu Leesdorf von Escher, Wyss & Co. als Wasserrad nach der ersten Bauart neuerer Construction dargestellt, mit hölzernen Schaufeln, Schaufelstielen aus Winkeleisen, Radkränze aus Flacheisenringen und Armen aus ⊔ Eisen. In Fig. 11 ist überdies die ganze Räderübersetzung durch Einzeichnung der Theilkreise angedeutet, welche erforderlich ist, um für die Fabrik-Transmission die richtige Umdrehungszahl zu erzielen und die directe Verbindung des Lagers der Wasserradwelle mit dem Lager der Transmissionswelle durch Verschraubung der verlängerten, mit Flanschen versehenen Lagerplatten, welche bei allen Motoren wie hier direct vermittels gusseiserner Zwischenbalken zu empfehlen ist.

Die Detailconstruction der eisernen Seitengetäfer für ein Wasserrad nach der dritten Bauart mit den anschließenden Schaufeln aus Eisenblech, Radialstangen, Diagonalstangen, Umfangsstangen und des Zahnkranzes zeigen die Fig. 1 bis 8, Taf. X. Insbesondere zeigen hiervon Fig. 2 bis 4 die Verbindung der Eisenblechschaufeln mit den Seitengetäfern und dem Mittelgetäfer (Fig. 4); Fig. 5 den Anschluss der Umfangsstangen und Fig. 3 und 4 den Anschluss der Radialstangen und der Diagonalstangen an die Seitengetäfer; Fig. 6 und 7 die Verbindung der Segmente, aus welchen die Seitengetäfer bestehen und endlich Fig. 7 das Detail des Anschlusses des Zahnkranzes an das Seitengetäfer und Fig. 7 und 8 die Verbindung der Segmente, aus welchen der Zahnkranz besteht.

Die Fig. 12 bis 18, Taf. X, zeigen Skizzen für die Detailconstruction eiserner Schaufelräder älterer Construction nach der zweiten Bauart. Die Schaufeln sind aus Eisenblech hergestellt und an die gusseisernen Schaufelstiele angeschraubt. Die Verbindung des Zahnkranzes mit dem Radkranze und den Armen, sowie die Verbindung der Zahnkranzsegmente untereinander ist ebenfalls durch Verschraubung hergestellt. In Fig. 18 ist angedeutet, wie aus dem Halbmesser des Rades R und der Radtiefe a nach Fixierung der Stelle, an welche der Zahnkranz angeschraubt werden soll, der Theilkreishalbmesser R_1 des Zahnkranzes bestimmt wird, wobei die in dieser Figur eingeklammerte Cotenzahl (60 *mm*) vorerst schätzungsweise anzunehmen ist und sich erst nach

Festsetzung der Zähnezahl definitiv ergibt. Die Fig. 14 bis 18 zeigen Schnitte und Ansichten der Armenden beim Radkranze, in welchen insbesondere die Verbindung der Arme mit dem Radkranze zur Anschauung gebracht ist.

Die Fig. 4 bis 5, Taf. XI, zeigen die Verbindungen der Arme mit dem Radkranze, dann des letzteren mit dem Zahnkranze und der hölzernen Schaufeln mit den an den Radkranz angegossenen Schaufelstielen, ebenfalls für ein gusseisernes Rad älterer Construction.

In Fig. 6 bis 10, Taf. XI, sind die Details der Schaufeln und Radkränze eines hölzernen Schaufelrades dargestellt und zeigen hiervon insbesondere die Fig. 9 und 10, die Kranzbildung aus Felgen, welche voll auf Fug gelegt durch Schrauben verbunden sind. In Fig. 7 links ist der Radkranz ohne Zahnkranz ersichtlich, rechts dagegen der Radkranz mit dem Zahnkranz, bei welchem die äußere, dem Zahnkranz zugewendete Felge um die Dicke der Centrierstangen dicker gehalten ist, als die innere Felge, wie auch in Fig. 9, cotirt. Fig. 8 zeigt den Zahnkranz und die Centrierstange im Querschnitt senkrecht zur Achse der Centrierstangen (ss Fig. 7) und läſst die Art der Verbindung der Centrierstangen mit dem Zahnkranze erkennen.

Die Fig. 1 und 3, Taf. XI, zeigen die Verbindungen der hölzernen Schaufeln mit den Seitengetäfern bei Zellenrädern und lassen in den Fig. 2 und 3 insbesondere die Form der gusseisernen Seitengetäfer erkennen.

Die Fig. 1 bis 3, Taf. XII, zeigen die Detail-Construction für den Coulisseneinlauf sammt der Schützenzugvorrichtung mit Antrieb durch Schnecke und Schneckenrad nach Hart, Fig. 1, Taf. XIII, die Coulissen-Construction nach Bach.

Die Fig. 5, Taf. VIII, und Fig. 1, Taf. IX, zeigen die Construction aus Holz hergestellter Gerinne, ferner Fig. 1, Taf. VIII, und Fig. 3, Taf. IX, solche aus Stein.

Fig. 9, Taf. XII, zeigt die Zusammenstellung eines Zuppingerrades für mittlere Gefälle mit hölzernem Gerinne. In Fig. 5, Taf. XIII, ist der aus Eisen und Stein hergestellte Überfalleinlauf für ein solches Rad gezeichnet.

Die Fig. 3 und 4, Taf. XIII, zeigen die Detail-Construction eines Zuppingerrades für niedere Gefälle mit zwei Zahnkränzen, welche zur besseren Vertheilung der Kraftabgabe an den beiden Stirnseiten des Rades angebracht sind. Die Anordnung von zwei Zahnkränzen, wie hier gezeichnet, wird auch dann sich als nothwendig erweisen, wenn der zu über-

tragende Effect mit so geringer Umfangsgeschwindigkeit abgegeben wird, dass der Zahndruck bei einseitiger Übertragung eine 100 *mm* übersteigende Zahntheilung bedingen würde. Die Ausführung solcher Räder erfordert große Sorgfalt und ist sehr theuer.

6. Dimensionsbestimmung. Die Grundlage für die Dimensionsbestimmung bilden die Elemente der Wasserkraft, nämlich, das beim Wassermotor concentrierte Gefälle H in Meter gleich der Höhendifferenz zwischen dem Ober- und Unterwasserspiegel und die pro Secunde zufließende Wassermenge Q in Cubikmeter. Diese Größen sind auch maßgebend für die Bestimmung der Art des anzuwendenden Wasserrades.

Es ergibt sich hiermit zunächst, wenn

$$\gamma = 1000\ kg \quad \ldots\ldots\ldots\ldots \quad (109$$

gleich dem Gewichte von 1 m^3 Wasser gesetzt wird, der absolute Effect N_a der Wasserkraft in Pferdestärken

$$N_a = \frac{\gamma \cdot Q \cdot H}{75} = \frac{40}{3} \cdot Q \cdot H \quad \ldots\ldots\ldots\ldots \quad (110$$

und wenn η den Wirkungsgrad des Wasserrades bezeichnet, ergibt sich weiter der vom Wasserrad an die Transmission abgegebene Nutzeffect N_n in Pferdestärken, d. i. die Arbeitsleistung des Motors in effectiven Pferdestärken (1 $PS = 75\ mk$), welche durch Bremsung an der Wasserradwelle zu messen wäre,

$$N_n = \eta \cdot N_a \quad \ldots\ldots\ldots\ldots \quad (111$$

Tabelle des Wirkungsgrades der Wasserräder.

Art des Rades	Gefälle H Meter	Wassermenge Q Kubikmeter	Wirkungsgrad η
Oberschlächtiges Wasserrad . .	7 bis 12	0,05 bis 0,7	0,70 bis 0,75
	2,5 „ 7	0,05 „ 0,7	0,50 „ 0,70
Rückschlächtiges Wasserrad . . .	2,5 „ 8	0,3 „ 1,3	0,60 „ 0,70
Schaufelrad mit Coulisseneinlauf	2,5 „ 4,6	0,3 „ 2,4	0,60 „ 0,70
„ „ Überfalleinlauf.	1,5 „ 2,5	0,12 „ 3	0,60 „ 0,65
Sagebienrad	0,7 „ 2,5	0,7 „ 3	0,75 „ 0,80
Zuppingerrad	0,5 „ 2	0,12 „ 6	0,65 „ 0,75
Kropfrad mit Durchlassschütze .	0,5 „ 2	0,12 „ 3,5	0,40 „ 0,50
Ponceletrad	0,5 „ 1,7	0,12 „ 5	0,60 „ 0 65
Unterschlächtiges Wasserrad . .	0,3 „ 1	0,12 „ 5	0,30 „ 0,35

Der Wirkungsgrad η ist für die verschiedenen Arten der Wasserräder in vorstehender Tabelle angegeben, welche auch die Grenzwerte der

Gefälle H und der Wassermengen Q enthält, für welche die Anwendung eines Wasserrades der betreffenden Art im allgemeinen angezeigt erscheint. Die Wasserräder sind hierin nach den Grenzwerten der Gefälle H geordnet.

Zur Bestimmung der Art des anzuwendenden Rades wurde von Redtenbacher durch Vergleichung des Nutzeffectes und der Anlagekosten das in Fig. 22, Text, gezeichnete Diagramm des Anwendungsgebietes der Wasserräder gewonnen, welches zwischen den eingezeichneten geraden und krummen Linien das Gebiet der Anwendung der Wasserräder mit Ausnahme des Sagebienrades und des Zuppingerrades umfasst. Für letztere ist das Anwendungsgebiet aus der Tabelle des Wirkungsgrades (S. 63) zu entnehmen.

Bei größeren, die Grenzen dieses Diagramms überschreitenden Wasserkräften sind zur Ausnützung derselben zwei oder mehr Wasserräder anzuwenden.

In diesem Diagramm sind die Gefälle H, in Meter als Ordinaten und die Wassermengen Q in Cubikmeter pro Secunde als Abszissen aufgetragen und man hat, wenn diese Größen in einem besonderen Falle gegeben sind, den der betreffenden Ordinate und Abszisse entsprechenden Punkt im Diagramm aufzusuchen und nachzusehen, in welchem Felde er liegt, wonach bestimmt ist, welche Art des Wasserrades in diesem Falle anzuwenden ist.

Die Anwendbarkeit des unterschlächtigen Rades ist hierbei bis zu 1 *m* Gefälle festgesetzt, weil erst von diesem Gefälle an die Kröpfung des Gerinnes von merklichem Vortheil ist und das Ponceletrad wird nur dann dem unterschlächtigen oder Kropfrad vorzuziehen sein, wenn die vorhandene Wasserkraft nur bei möglichst guter Ausnützung zum Betriebe eines Werkes ausreicht. Das Kraftgebiet des Schaufelrades mit Überfalleinlauf ist durch das Gefälle von 2,5 *m* begrenzt, weil bei größerem Gefälle der das Wasser besser leitende Coulisseneinlauf dem freien Überfall vorzuziehen ist. Die obere Grenze des Schaufelrades mit Coulisseneinlauf ist dadurch gegeben, dass bei größeren Wasserkräften zu viel Wasser durch den Spielraum zwischen den Schaufeln und dem Gerinne verloren geht und die Grenze zwischen dem rückschlächtigen und oberschlächtigen Wasserrad dadurch, dass bei größerer Wassermenge das erstere wegen der Ventilation dem letzteren vorzuziehen ist und auch gewöhnlich bei größerem Wasserzufluss der Wasserstand im Zuflusscanal veränderlich ist, wodurch die Anwendung eines oberschlächtigen Wasserrades ausgeschlossen erscheint.

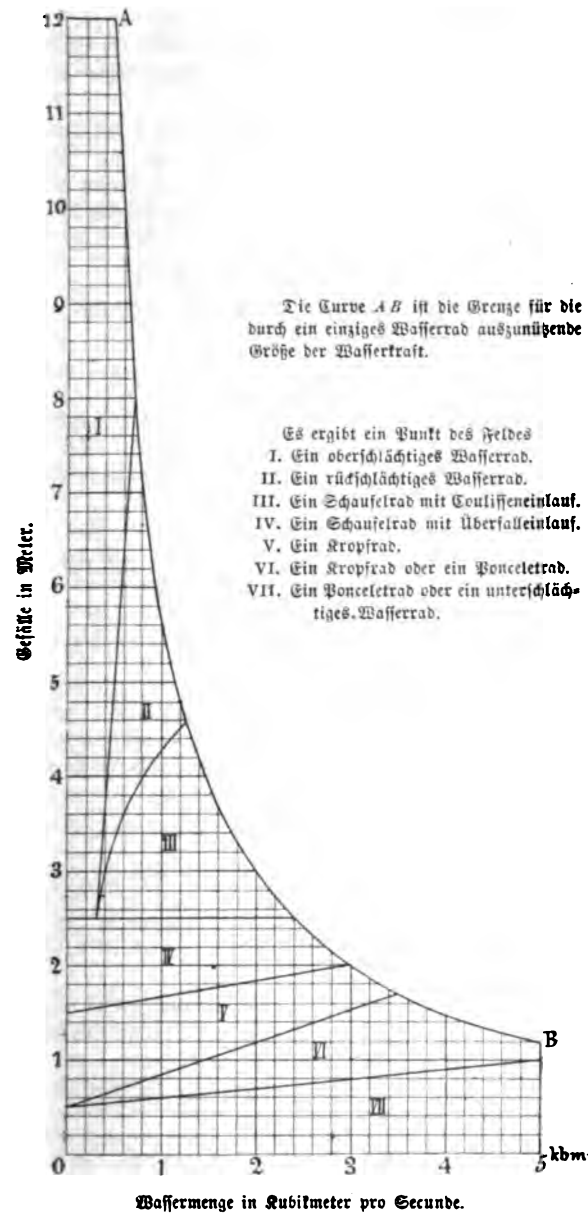


Fig. 22. Diagramm des Anwendungsgebietes der Wasserräder.

1. Beispiel. Es liegt eine Wasserkraft vor, welche das Gefälle $H = 11{,}5\ m$ und die Wassermenge $Q = 0{,}45\ m^3$ pro Secunde aufweist. Es ist die Art des anzuwendenden Wasserrades anzugeben und der absolute Effect, sowie auch der Nutzeffect des Wasserrades zu berechnen.

Es ergibt sich aus dem Redtenbacher'schen Diagramm des Anwendungsgebietes der Wasserräder (S. 65), wenn man den zur Abszisse 0,45 und der Ordinate 11,5 gehörigen Punkt aufsucht, dass hier ein oberschlächtiges Wasserrad angezeigt erscheint, und man kann hierfür nach der Tabelle (S. 63) den Wirkungsgrad setzen.

$$\eta = 0{,}75$$

Es ergibt hiernach die Gl. (110 den absoluten Effect

$$N_a = \frac{40}{3} . Q . H = \frac{40}{3} . 0{,}45 . 11{,}5 = 69\ PS$$

und die Gl. (111 den Nutzeffect

$$N_n = \eta . N_a = 0{,}75 \cdot 69 = 51{,}75\ PS$$

2. Beispiel. Für die Anlage eines Wassermotors sind gegeben, das Gefälle $H = 5{,}2\ m$ und die Wassermenge $Q = 0{,}68\ m^3$ pro Secunde. Es ist die Art des anzuwendenden Wasserrades, und der bei sehr solider Ausführung voraussichtliche Nutzeffect desselben zu bestimmen.

Es lässt das Diagramm des Anwendungsgebietes der Wasserräder erkennen, dass hier ein rückschlächtiges Wasserrad angezeigt erscheint, weil der den Coordinaten $Q = 0{,}68$ und $H = 5{,}2$ entsprechende Punkt in dem Felde dieses Wasserrades liegt.

Weil nun sehr solide Ausführung vorausgesetzt ist, so kann der höchste in der Tabelle des Wirkungsgrades der Wasserräder angegebene Wert für den Wirkungsgrad in Rechnung gestellt werden, also

$$\eta = 0{,}70$$

und man erhält nach Gl. (110 den absoluten Effect

$$N_a = \frac{40}{3} . Q . H = \frac{40}{3} . 0{,}68 . 5{,}2 = 47{,}14 \backsim 47\ PS$$

und nach Gl. (111 den Nutzeffect

$$N_n = \eta . N_a = 0{,}70 . 47 = 32{,}9 \backsim 33\ PS$$

3. Beispiel. Es soll ein Wasserrad gebaut werden für eine Wasserkraft, bei welcher die mittlere Wassermenge $Q = 1{,}2\ m^3$ pro Secunde und das Gefälle $H = 3{,}5\ m$ durch genaue Messungen bestimmt wurden. Es ist anzugeben, nach welcher Art das Wasserrad zu bauen ist, und welcher Nutzeffect bei sehr solider Ausführung von dem Wasserrad zu erwarten ist.

Das Diagramm des Anwendungsgebietes der Wasserräder ergibt für die Coordinaten $Q = 1{,}2$ und $H = 3{,}5$ ein Schaufelrad mit Coulisseneinlauf und man erhält, wegen vorausgesetzter sehr solider Ausführung des Rades nach der Tabelle des Wirkungsgrades der Wasserräder als höchsten Wert für den Wirkungsgrad

$$\eta = 0{,}70$$

und nach Gl. (110 den absoluten Effect

$$N_a = \frac{40}{3} . Q . H = \frac{40}{3} . 1{,}2 . 3{,}5 = 56\ PS$$

und somit ist der Nutzeffect nach Gl. (111

$$N_n = \eta . N_a = 0{,}70 . 56 = 39{,}2\ PS$$

4. Beispiel. Es soll eine Wasserkraft zum Betrieb einer Fabriksanlage zur Ausnützung gelangen, welche letztere von dem zu erbauenden Wasserrade zumindest 42 PS Nutzeffect verlangt.*) Die mittlere Wassermenge beträgt $Q = 3,5\ m^3$ pro Secunde und das beim Motor zu concentrierende Gefälle $H = 1,5\ m$.

Es ist zu bestimmen, welcher Art das zu wählende Wasserrad sein soll.

Die Coordinaten $Q = 3,5$ und $H = 1,5$ ergeben in dem Diagramm des Anwendungsgebietes der Wasserräder (Fig. 22, Text) einen Punkt in demjenigen Felde, welches dem Kropfrad und dem Ponceletrad gemeinsam zukommt. Es kann sonach für die vorliegende Wasserkraft sowohl ein Kropfrad als auch ein Ponceletrad zur Anwendung gebracht werden. Nun ist der absolute Effect dieser Wasserkraft nach Gl. (110

$$N_a = \frac{40}{3}\, Q \,.\, H = \frac{40}{3} \,.\, 3,5 \,.\, 1,5 = 70\ PS$$

weil aber nach der Tabelle des Wirkungsgrades der Wasserräder (S. 63) für das Kropfrad im Maximum

$$\eta = 0,50$$

also der Nutzeffect nach Gl. (111

$$N_n = \eta \,.\, N_a = 0,50 \,.\, 70 = 35\ PS$$

während für das Ponceletrad bei sorgfältiger Ausführung nach derselben Tabelle der Wirkungsgrad

$$\eta = 0,65$$

und somit der Nutzeffect

$$N_n = \eta \,.\, N_a = 0,65 \,.\, 70 = 45,5\ PS$$

beträgt, so wird man im Hinblick auf das Erfordernis von 42 PS jedenfalls ein Ponceletrad zur Ausführung bringen.

5. Beispiel. Es ist eine Wasserkraft mit der ganz bedeutenden mittleren Wassermenge $Q = 4,5\ m^3$ pro Secunde vorhanden, welche jedoch auf die verfügbare Länge des natürlichen Wasserlaufes nur ein solches totales Gefälle aufweist, dass sich nach Abzug des Gefälles für die projectirten Kunstgräben als beim Wasserrad zu concentrierendes Gefälle nur $H = 0,7\ m$ ergibt. Welcher Art soll das zur Ausnützung dieser Wasserkraft anzuwendende Wasserrad sein, und welchen Nutzeffect kann man von demselben erwarten?

Das geringe Gefälle ergibt im Zusammenhalte mit der großen Wassermenge mit Zuhilfenahme der Tabelle Seite 63 oder des Diagrammes Fig. 22, Text, ein unterschlächtiges Wasserrad, für welches die genannte Tabelle den Wirkungsgrad

$$\eta = 0,30 \text{ bis } 0,35$$

ausweist. Nimmt man für η den kleineren Wert, um hinsichtlich des wirklich erzielten Effectes sicher zu gehen, so erhält man, wegen Gl. (110

---

*) Bei Feststellung des zum Betriebe einer Fabriksanlage seitens des Wasser-Motors erforderlichen Nutzeffectes d. i. der erforderlichen Arbeitsleistung des Motors in effectiven Pferdestärken, muss berücksichtigt werden, dass auch die Transmission hiervon einen Theil consumiert. Es muss mithin zur Summe der für den Betrieb jeder einzelnen Maschine erforderlichen Arbeit in effectiven Pferdestärken ($1\ PS = 75 mk$) noch ein Zuschlag von 10 bis 15% oder je nach der Art und den örtlichen Verhältnissen der Transmission eventuell auch noch mehr in die Rechnung gestellt werden.

$$N_a = \frac{40}{3} . Q . H = \frac{40}{3} . 4{,}5 . 0{,}7 = 42\ PS$$

den zu erwartenden Nutzeffect nach Gl. (111

$$N_n = \eta . N_a = 0{,}30 . 42 = 12{,}6\ PS$$

während man unter günstigem Verhältnisse noch

$$N_n = \eta . N_a = 0{,}35 . 42 = 14{,}7\ PS$$

erhalten kann.

Ist nach dem Vorstehenden die Art des auszuführenden Wasserrades festgestellt, so folgt die Bestimmung der Geschwindigkeitsverhältnisse, des Radhalbmessers und der Umdrehungszahl des Rades.

Bezeichnet, wie in Fig. 7, Taf. VI, cotiert

c die absolute Eintrittsgeschwindigkeit des Wassers in das Rad in Meter,
v die Umfangsgeschwindigkeit des Rades, in Meter,
R den äußeren Radhalbmesser, in Meter,
δ den Winkel, um welchen der Eintrittspunkt des Wassers (B Fig. 7 und 8, Taf. VI) beim oberschlächtigen Wasserrad vor dem Scheitel des Rades liegt,
n die Umdrehungszahl des Rades pro Minute,

so ist allgemein

$$v = \frac{2\pi R n}{60} = 0{,}1047\, R n \quad \ldots\ldots\ldots\ldots (112$$

$$n = \frac{60\, v}{2\pi R} = 9{,}549 \frac{v}{R} \quad \ldots\ldots\ldots\ldots (113$$

$$R = \frac{60\, v}{2\pi n} = 9{,}549 \frac{v}{n} \quad \ldots\ldots\ldots\ldots (114$$

$$\delta = 0 \text{ oder } 10 \text{ bis } 12^\circ \quad \ldots\ldots\ldots\ldots (115$$

Nachstehende Tabelle (S. 69) enthält die für die einzelnen Arten der Wasserräder passenden bezüglichen Verhältnisse.

Hat man hiernach v und R bestimmt, so ergibt die Gl. (113 die Umdrehungszahl des Rades und nach Abrundung derselben ergibt die Gl. (114 den entsprechenden Wert für die Radhalbmesser R. Würden n und R bedeutende Änderungen durch die Abrundnng erfahren, so ergibt schließlich die Gleichung (112 die entsprechende Umfangsgeschwindigkeit v des Rades.

1. Beispiel. Es sind die Geschwindigkeitsverhältnisse eines oberschlächtigen Wasserrades festzustellen, für das Gefälle $H = 11{,}5\ m$ und die Wassermenge $Q = 0{,}45\ m^3$ pro Secunde, wenn $\delta = 12^\circ$ genommen wird.

Es ist hierfür nach der Tabelle der Geschwindigkeitsverhältnisse (Seite 69) die Umfangsgeschwindigkeit

$$v = 1{,}5\ m$$

Tabelle der Geschwindigkeits-Verhältnisse der Wasserräder.

Art des Rades	Gefälle H Meter	Eintrittsgeschwindigkeit c Meter	Umfangsgeschwindigkeit v Meter	Radhalbmesser R Meter
Oberschlächtiges Wasserrad .	7 bis 12 2,5 „ 7	3 3 bis 4	1,5 bis 2 1,3 „ 1,5	$\dfrac{H-1{,}1\cdot\frac{c^2}{2g}}{1+\cos\delta}$
Rückschlächtiges Wasserrad . .	2,5 „ 8	3	1,5 „ 2	$^2/_3 H$
Schaufelrad mit Coulisseneinlauf	2,5 „ 4,6	3	1,6	H
„ „ Überfalleinlauf.	1,5 „ 2,5	3	1,4 bis 1,75	1,25 H bis 2 H
Sagebienrad	0,7 „ 2,5	0,6 bis 0,8	0,5 „ 0,75	1,25H „ 2,5H
Zuppingerrad	0,5 „ 2,0	2 „ 2,5	1,0 „ 1,25	H bis 1,5 H
Kropfrad mit Durchlassschütze .	0,5 „ 2,0	3 „ 4	1,5 „ 2	1,5H bis 2,5H
Ponceletrad	0,5 „ 1,7	$0{,}95.\sqrt{2gH}$	$0{,}55.c$	2 H
Unterschlächtiges Wasserrad . .	0,8 „ 1,0	$0{,}95.\sqrt{2gH}$	$0{,}4.c$	2 bis 4

die Eintrittsgeschwindigkeit des Wassers in das Rad

$$c = 3\,m$$

und der äußere Halbmesser des Rades

$$(R) = \frac{H - 1{,}1 . \frac{c^2}{2g}}{1 + \cos\delta} = \frac{11{,}5 - 1{,}1 . \frac{3^2}{2 . 9{,}81}}{1 + \cos 12^\circ} = \frac{11{,}5 - 0{,}505}{1{,}978} = \frac{10{,}995}{1{,}978} = 5{,}5586$$

Es ergibt hiermit die Gl. (113 die Umdrehungszahl des Rades

$$(n) = 9{,}549 . \frac{v}{R} = 9{,}549 . \frac{1{,}5}{5{,}5586} = 2{,}576$$

Damit nun das Rad nicht in das Unterwasser taucht, wird man zweckmäßig n nach oben abrunden um R etwas kleiner zu erhalten, also setzen

$$n = 2{,}58$$

womit sich nach Gl. (114 der entsprechende Wert für R ergibt, nämlich

$$R = 9{,}549 . \frac{v}{n} = 9{,}549 . \frac{1{,}5}{2{,}58} = 5{,}5517 \backsim 5{,}550\,m$$

welcher für die Construction beibehalten wird. Wegen der um Geringes erfolgten Abrundung von R in der letzten Rechnung, bleibt v nahezu unverändert.

Anmerkung. Um bei späterem Nachschlagen der Rechnung nicht Irrthümer zu begehen, ist es zweckmäßig, wie vorstehend ausgeführt, die vorhergegangenen, nicht zur Ausführung gelangenden Werte von n und R einzuklammern, um dadurch darauf hinzudeuten, dass später noch ein abgerundeter Wert folgt, nach welchem construiert wurde.

2. Beispiel. Es soll ein rückschlächtiges Wasserrad für die Wassermenge $Q = 0{,}68\,m^3$ pro Secunde und das Gefälle $H = 5{,}2\,m$ gebaut werden. Es ist der Radhalbmesser und die Umdrehungszahl des Rades zu bestimmen.

Man entnimmt der Tabelle der Geschwindigkeitsverhältnisse der Wasserräder (Seite 69) die Umfangsgeschwindigkeit

$$v = 1 5 m$$

und den Radhalbmesser

$$(R) = {}^2/_3 . H = {}^2/_3 . 5,2 = 3,467 m$$

womit nach Gl. (113 die Umdrehungszahl pro Minute

$$(n) = 9,549 . \frac{v}{R} = 9,549 . \frac{1,5}{3,467} = 4,131$$

Hier ist die Abrundung von n im Hinblick auf R sowohl nach unten als nach oben thunlich und man wird der größeren Einfachheit der Uebersetzung wegen nehmen können

$$n = 4$$

daher n und R vorstehend einklammern, wie hier bereits geschehen und für die festgestellte Umdrehungszahl $n = 4$ pro Minute nunmehr nach Gl. (114 den zugehörigen Wert für den äußeren Radhalbmesser R berechnen. Man erhält demnach

$$R = 9,549 . \frac{v}{n} = 9,549 . \frac{1,5}{4} = 3,5809 \backsim 3,580 m$$

3. Beispiel. Ein Schaufelrad mit Coulisseneinlauf wird für die Wassermenge $Q = 1,2 m^3$ pro Secunde und das Gefälle $H = 3,5 m$ ausgeführt. Wie groß ist dessen Radhalbmesser zu nehmen und welche Umdrehungszahl pro Minute wird dasselbe erhalten?

Nach der Tabelle der Geschwindigkeitsverhältnisse (Seite 69) hat man für ein Schaufelrad mit Coulisseneinlauf die Umfangsgeschwindigkeit

$$(v) = 1,6 m$$

und den Radhalbmesser

$$R = H = 3,5 m$$

und hiermit die Umdrehungszahl n nach Gl. (113

$$n = 9,549 . \frac{v}{R} = 9,549 . \frac{1,6}{3,5} = 4.365 \backsim 4,5$$

Will man nun $R = 3.5 m$ ebenfalls beibehalten, so hat man hiefür nunmehr v zu berechnen, daher $v = 1,6$ einzuklammern, wie vorstehend geschehen, und erhält nach Gl. (112

$$v = 0,1047 . R . n = 0,1047 . 3,5 . 4,5 = 1,649 m$$

4. Beispiel. Es ist der Radhalbmesser und die minutliche Umdrehungszahl für ein Schaufelrad mit Ueberfalleinlauf zu bestimmen, welches für die Wassermenge $Q = 1,2 m^3$ pro Secunde und das Gefälle $H = 1,95 m$ zur Ausführung gebracht werden soll. Wünschenswert ist eine möglichst große minutliche Umdrehungszahl des Rades.

Wir wählen, der letzteren Bedingung entsprechend, den größeren in der Tabelle der Geschwindigkeitsverhältnisse der Wasserräder (Seite 69) angegebenen Werth für v nämlich

$$(v) = 1,6 m$$

und für R den kleineren Wert, nämlich

$$(R) = 1,25 . H = 1,25 . 1,95 = 2,4375$$

und erhalten hiermit die größte für ein solches Wasserrad noch zulässige minutliche Umdrehungszahl nach Gl. (113

$$n = 9,549 . \frac{v}{R} = 9,549 . \frac{1,6}{2,4375} = 6,268 \backsim 6,25$$

Demnach wird oben R eingeklammert und neuerdings gerechnet nach Gl. (114

$$R = 9{,}549 \cdot \frac{v}{n} = 9{,}549 \cdot \frac{1{,}6}{6{,}25} = 2{,}4445 \backsim 2{,}450\, m$$

und oben auch v eingeklammert und der zu den abgerundeten Werten n und R zugehörige Wert von v nach Gl. (112 berechnet

$$v = 0{,}1047 \cdot R \cdot n = 0{,}1047 \cdot 2{,}450 \cdot 6{,}25 = 1{,}6032$$

welcher Wert die maximale Geschwindigkeit von 1,6 m nicht wesentlich übersteigt, daher mit obigen abgerundeten Werten

$$n = 6{,}25$$
$$R = 2{,}450\, m$$

beibehalten werden kann.

Würde man nicht größere Umdrehungszahl, sondern den größeren Nutzeffect wünschen, so hätte man zu nehmen

$$R = 1{,}5\, H = 1{,}5 \cdot 1{,}95 = 2{,}925 \backsim 3\, m$$
$$v = 1{,}4\, m$$
$$n = 9{,}549 \cdot \frac{v}{R} = 4{,}456 \backsim 4{,}5\, m$$

5. Beispiel. Für eine Wasserkraft, welche die mittlere, den größeren Theil des Jahres hindurch vorhandene Wassermenge $Q = 2{,}5\, m^3$ pro Secunde und das Gefälle $H = 2{,}4\, m$ aufweist, ergibt sich nach der Tabelle des Wirkungsgrades der Wasserräder (Seite 63) ein Sagebienrad. Es ist für dasselbe der äußere Radhalbmesser und die minutliche Umdrehungszahl zu bestimmen.

Wählt man hiefür nach der Tabelle der Geschwindigkeitsverhältnisse, zur Erzielung eines möglichst hohen Nutzeffectes

$$c = 0{,}8\, m$$
$$(v) = 0{,}7\, m$$
$$R = 2 \cdot H = 2 \cdot 2{,}4 = 4{,}8\, m$$

so erhält man nach Gl. (113

$$n = 9{,}549 \cdot \frac{v}{R} = 9{,}549 \cdot \frac{0{,}7}{4{,}8} = 1{,}392 \backsim 1{,}4$$

und wenn vorstehender Wert für R beibehalten, wird v eingeklammert und nach Gl. (112 berechnet

$$v = 0{,}1047 \cdot R \cdot n = 0{,}1047 \cdot 4{,}8 \cdot 1{,}4 = 0{,}703\, m$$

6. Beispiel. Es sind für die beiden im 4. Beispiel, Seite 67, behandelten Räder, Kropfrad und Ponceletrad, die Geschwindigkeitsverhältnisse zu bestimmen.

Wählt man nach der Tabelle der Geschwindigkeitsverhältnisse der Wasserräder (Seite 69) für beide Räder den gleichen Halbmesser

$$R = 2 \cdot H = 2 \cdot 1{,}5 = 3\, m$$

und für das Kropfrad

$$c = 4\, m$$
$$v = 2\, m$$

so erhält man hiefür nach Gl. (113 die minutliche Umdrehungszahl

$$n = 9{,}549 \cdot \frac{v}{R} = 9{,}549 \cdot \frac{2}{3} = 6{,}366 \backsim 6{,}4$$

während sich für das Ponceletrad ergibt

$$c = 0{,}95 \,.\, \sqrt{2g\,H} = 0{,}95 \,.\, \sqrt{2 \,.\, 9{,}81 \,.\, 1{,}5} = 5{,}1585 \backsim 5{,}160\,m$$

$$v = 0{,}55 \,.\, c = 0{,}55 \,.\, 5{,}16 = 2{,}838 \backsim 2{,}840\,m$$

$$n = 9{,}549 \,.\, \frac{v}{R} = 9{,}549 \,.\, \frac{2{,}84}{3} = 9{,}0397 \backsim 9$$

Das Ponceletrad ergibt also nicht nur einen größeren Nutzeffect, sondern es weist auch eine größere minutliche Umdrehungszahl auf als das für dieselben Verhältnisse construirte Kropfrad mit Durchlasschütze.

7. Beispiel. Wie groß ist der Radhalbmesser und die minutliche Umdrehungszahl für ein unterschlächtiges Wasserrad, für das Gefälle $H = 0{,}7\,m$ und die Wassermenge $Q = 4{,}5\,m^3$ pro Secunde anzunehmen, wenn dasselbe einen möglichst großen Nutzeffect liefern soll.

Um letzterer Anforderung zu entsprechen, wird man den Radhalbmesser nicht zu klein annehmen dürfen. Wir wählen also nach der Tabelle der Geschwindigkeitsverhältnisse der Wasserräder (Seite 69)

$$R = 4\,m$$

und erhalten

$$c = 0{,}95 \,.\, \sqrt{2g\,H} = 0{,}95 \,.\, \sqrt{2 \,.\, 9{,}81 \,.\, 0{,}7} = 3{,}5245 \backsim 3{,}525\,m$$

$$v = 0{,}4 \,.\, c = 0{,}4 \,.\, 3{,}525 = 1{,}410\,m$$

somit nach Gl. (113 die minutliche Umdrehungszahl

$$n = 9{,}549 \,.\, \frac{v}{R} = 9{,}549 \,.\, \frac{1{,}41}{4} = 3{,}366 \backsim 3{,}4$$

Zur Bestimmung der Breite und Tiefe des Fassungsraumes der Radschaufeln, oder der Breite und Tiefe des Rades, ist es nothwendig festzusetzen, welcher Theil dieses Raumes von dem im Rade wirkenden Wasser ausgefüllt sein soll.

Bezeichnet, wie in Fig. 2, Taf. VII und Fig. 17 bis 20, Text, cotiert,

a die Tiefe des Rades, in Meter,
b die Breite des Rades, in Meter,
m den Füllungscoëfficient,

so erhält man mit Beibehaltung der früheren Bezeichnungen, weil Q die pro Secunde in den Fassungsraum tretende Wassermenge vorstellt, $a.b.v$ aber den pro Secunde sich bietenden Fassungsraum ergiebt:

$$m = \frac{Q}{a.b.v} \quad \ldots\ldots\ldots\ldots \quad (116$$

Aus dieser Gleichung folgt für die Bestimmung von b, wenn man das Verhältnis $\left(\frac{b}{a}\right)$ einführt.

$$b^2 = \frac{Q}{m\,.\,v} \,.\, \left(\frac{b}{a}\right)$$

und somit

$$b = \sqrt{\frac{Q}{m \cdot v} \cdot \left(\frac{b}{a}\right)} \quad \ldots\ldots\ldots\ldots\ldots \quad (117$$

Für $\left(\frac{b}{a}\right)$ erhält man nach Redtenbacher passende Verhältnisse, wenn man setzt:

a) für Zellenräder

$$\left(\frac{b}{a}\right) = 2{,}25 \sqrt[3]{N_a} \quad \ldots\ldots\ldots\ldots\ldots \quad (118$$

b) für Schaufelräder (mit Ausnahme des Sagebienrades, des Zuppingerrades und des Ponceletrades)

$$\left(\frac{b}{a}\right) = 1{,}75 \sqrt[3]{N_a} \quad \ldots\ldots\ldots\ldots\ldots \quad (119$$

Nach Bach gibt für oberschlächtige Wässerräder für die Radtiefe die Beziehung

$$a = \frac{1}{6}\sqrt[3]{H} \text{ bis } \frac{1}{4}\sqrt[3]{H} \quad \ldots\ldots\ldots\ldots \quad (120$$

ferner für Wasserräder mit Coulisseneinlauf oder Überfalleinlauf

$$a = 0{,}4 \cdot \sqrt[3]{\frac{2R}{H}} \text{ bis } 0{,}5\sqrt[3]{\frac{2R}{H}} \quad \ldots\ldots\ldots \quad (121$$

Anhalt, und sobald hiernach die Radtiefe bestimmt ist, ergibt sich die Radbreite aus der Gleichung

$$b = \frac{Q}{m \cdot a \cdot v} \quad \ldots\ldots\ldots\ldots\ldots\ldots\ldots \quad (122$$

Für den Füllungscoefficienten kann man nehmen

für Zellenräder

$$m = \tfrac{1}{4} \text{ bis } \tfrac{1}{3} \quad \ldots\ldots\ldots\ldots\ldots \quad (123$$

für Schaufelräder (mit Ausnahme des Sagebienrades, des Zuppingerrades)

$$m = \tfrac{1}{2} \quad \ldots\ldots\ldots\ldots\ldots\ldots\ldots \quad (124$$

Für das Ponceletrad erhält man nach Grashof passende Verhältnisse, wenn man die Radtiefe setzt

$$a = \tfrac{2}{3}\,H \quad \ldots\ldots\ldots\ldots\ldots\ldots \quad (125$$

womit nach Gl. (116, weil m bereits durch Gl. (124 bestimmt ist, sich für die Radbreite ergibt

$$b = \frac{Q}{m \cdot a \cdot v} \quad \ldots\ldots\ldots\ldots\ldots\ldots \quad (126$$

Es ist aber nach Gl. (50 (Seite 47)

$$v = 0{,}55 \,.\, c$$

und nach Gl. (106 (Seite 58)

$$c = 0{,}95 \,.\, \sqrt{2gH}$$

und man erhält hiermit aus Gl. (126, mit Substitution aus Gl. (124 und (125

$$b = \frac{Q}{\frac{1}{2} \,.\, \frac{2}{3} \,.\, H \,.\, 0{,}55 \,.\, 0{,}95 \,.\, \sqrt{2gH}} = \frac{5{,}73 \,.\, Q}{H \,.\, \sqrt{2gH}} \backsim \frac{6 \,.\, Q}{H \,.\, \sqrt{2gH}} \quad . \,(127$$

welche Abrundung einem etwas kleineren Füllungscoëfficienten entspricht.

Für das Sagebienrad kann man nehmen

$$a = \frac{1}{3} R \text{ bis } \frac{2}{3} R \quad \ldots\ldots\ldots\ldots\ldots \,(128$$

$$m = \frac{2}{3} \text{ bis } \frac{4}{5} \quad \ldots\ldots\ldots\ldots\ldots\ldots \,(129$$

und erhält hiermit wieder die Radbreite aus der Gl. (126.

Für das Zuppingerrad endlich kann man nehmen

$$a = \frac{1}{2} R \text{ bis } \frac{2}{3} R \quad \ldots\ldots\ldots\ldots\ldots \,(130$$

$$m = \frac{1}{2} \text{ bis } \frac{2}{3} \quad \ldots\ldots\ldots\ldots\ldots\ldots \,(131$$

und zur Berechnung der Radbreite wieder die Gl. (126 anwenden.

1. Beispiel. Es ist die Breite und Tiefe des Fassungsraumes für ein oberschlächtiges Rad zu bestimmen, für die Wassermenge $Q = 0{,}45\, m^3$ pro Secunde und das Gefälle $H = 11{,}5\, m$.

Für dieses Rad wurde im 1. Beispiel, Seite 66, gefunden

$$N_a = 69\, PS$$

und im 1. Beispiel, S. 68

$$v = 1{,}5\, m$$

Weil dasselbe ein Zellenrad ist, so erhält man hiefür nach Gl. (118

$$\frac{b}{a} = 2{,}25 \sqrt[3]{N_a} = 2{,}25 \,.\, \sqrt[3]{69} = 9{,}23$$

und hiermit aus Gl. (117, wenn man nach Gl. (123 setzt

$$m = \frac{1}{4}$$

$$b = \sqrt{\frac{Q}{m \,.\, v} \,.\, \left(\frac{b}{a}\right)} = \sqrt{\frac{0{,}45}{\frac{1}{4} \,.\, 1{,}5} \,.\, 9{,}23} = 3{,}330\, m$$

und demnach

$$a = \frac{b}{\left(\frac{b}{a}\right)} = \frac{3{,}330}{9{,}23} = 0{,}360\, m$$

2. Beispiel. Für ein Schaufelrad mit Coulisseneinlauf entsprechend der Wassermenge $Q = 1{,}2\, m^3$ pro Secunde und dem Gefälle $H = 3{,}5\, m$ ist die Breite b und Tiefe a zu bestimmen.

Für dieses Rad wurde im 3. Beispiele, Seite 66, gefunden

$$N_a = 56\,PS$$

und im 3. Beispiele, Seite 70,

$$v = 1{,}649\,m$$

Weil dasselbe ein Schaufelrad ist, so erhält man hiefür nach Gl. (119

$$\frac{b}{a} = 1{,}75 \,.\, \sqrt[3]{N_a} = 1{,}75 \,.\, \sqrt[3]{56} = 6{,}695$$

und nach Gl. (117 mit dem aus Gl. (124 entnommenen Werte

$m = {}^1/_2$

$$b = \sqrt{\frac{Q}{m\,.\,v} \,.\, \left(\frac{b}{a}\right)} = \sqrt{\frac{1{,}2}{\frac{1}{2}\,.\,1{,}649} \,.\, 6{,}695} = 3{,}123 \backsim 3{,}120\,m$$

womit sich ergibt

$$a = \frac{b}{\left(\frac{b}{a}\right)} = \frac{3{,}120}{6{,}695} = 0{,}466 \backsim 0{,}470\,m$$

3. Beispiel. Ein Ponceletrad für die Wassermenge $Q = 3{,}5\,m^3$ pro Secunde und das Gefälle $H = 1{,}5\,m$ ergab im 4. Beispiele Seite 67

$$N_a = 70\,PS$$

und im 6. Beispiele Seite 71

$$v = 2{,}840\,m$$

Es sind hiefür die Radbreite b und die Tiefe a zu bestimmen.

Nach Gl. (124 erhält man hiefür den Füllungscoefficient

$$m = {}^1/_2$$

und nach Gl. (125

$$a = {}^2/_3\,H = {}^2/_3 \,.\, 1{,}5 = 1\,m$$

und somit nach Gl. (126

$$b = \frac{Q}{m\,.\,a\,.\,v} = \frac{3{,}5}{{}^1/_2 \,.\, 1 \,.\, 2{,}840} = 2{,}464 \backsim 2{,}500\,m$$

Die Schaufelzahl steht mit der Schaufeltheilung im Zusammenhang und wird so abgerundet, dass sie durch die Anzahl der Radarme theilbar ist.

Bezeichnet

e die Schaufeltheilung im Bogenmaße am äußeren Radumfang gemessen, in Meter (Fig. 1, Taf. VI),

i die Anzahl der Schaufeln des Rades,

A die Anzahl der Arme in einem Armsystem und gelten übrigens die früher angegebenen Bezeichnungen, alle Maße in Meter ausgedrückt, so kann man allgemein nehmen

$$A = 2\,.\,(R + 1) \quad \ldots\ldots\ldots\ldots\ldots\ldots \quad (132$$

ferner:

a) für das Ponceletrad, wachsend mit der Größe des Rades
$i = 36$ bis 48 . . . . (133

b) für das Zuppingerrad
$e = 0{,}3$ bis $0{,}5\ m$ . . . . (134

c) für das Sagebienrad
$e = 0{,}25$ bis $0{,}35\ m$ . . . . (135

d) für das oberschlächtige Wasserrad mit dem vom Wasserstrahl gedeckten Theil der Schluckweite wachsend
$e = a$ bis $1{,}25\ a$ . . . . (136

e) für die übrigen Arten der Wasserräder
$e = 0{,}75\ a$ bis a . . . . (137

Ist nun die Schaufeltheilung e passend angenommen, so erhält man die Schaufelzahl i aus der Gl.

$$i = \frac{2 . \pi . R}{e} \qquad (138$$

und wenn hiernach die Schaufelzahl i nach der Anzahl der Arme, durch letztere theilbar, abgerundet ist, so erhält man die entsprechende Schaufeltheilung e aus der Gl.

$$e = \frac{2 . \pi . R}{i} \qquad (139$$

Die Anzahl der Armsysteme richtet sich nach der Breite des Rades.

Bezeichnet
A_1 die Anzahl der Armsysteme,
b die Radbreite, wie vorher angegeben,
so kann man nehmen

$A_1 = 2$ für $b \lesssim 2{,}5\ m$ . . . . (140
$A_1 \gtreqless 3$ für $b > 2{,}5\ m$ . . . . (141

Sollen die Schaufeln aus Eisenblech hergestellt werden, so ist zu deren Versteifung ein Mittelkranz schon anzubringen, sobald die Radbreite b größer wird als $1{,}5\ m$.

Die Radarme werden bei den Rädern der ersten und zweiten Bauart (Seite 37 u. ff.) auf Biegung beansprucht und man erhält für den im Achsenmittel des Rades gedachten Querschnitt des bis dahin verlängert gedachten Armes, wenn bei gußeisernen Armen nur die in der Ebene des Armsystems liegende Rippe auf Biegung beansprucht,

die dazu senkrechte Rippe aber blos als seitliche Versteifung betrachtet wird und bei hölzernen Armen der rechteckige Querschnitt vorausgesetzt wird, mit den in Fig. 23, Text, cotierten Bezeichnungen:

h Armhöhe im Radmittel in Millimeter,
δ Armdicke " " " "
P Umfangskraft des Wasserrades in Kilogramm,
R äußerer Halbmesser des Rades in Millimeter,
A Anzahl der Radarme eines Armsystems,
A_1 Anzahl der Armsysteme,

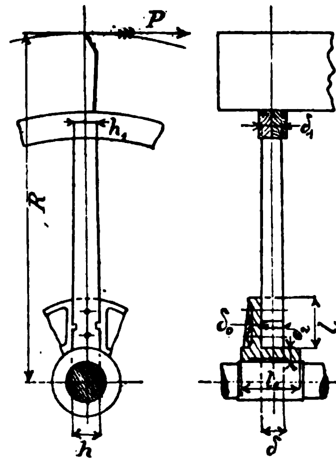


Fig. 23. Arm- und Rosetten-Dimensionen.

k Verhältnis der vom stärkst beanspruchten Armsysteme übertragenen Kraft zur Umfangskraft P,
S Beanspruchung auf Biegung in der stärkst gespannten Faser, in Kilogramm pro 1 mm^2

$$k.P.R = \frac{1}{6}.\delta.h^2.S.A \quad \ldots\ldots\ldots\ldots (142$$

Erfahrungsgemäß kann man nehmen:

a) für gußeiserne Arme

$$S = 1\ kg/mm^2 \quad \ldots\ldots\ldots\ldots (143$$

$$\delta = \frac{1}{5}h \quad \ldots\ldots\ldots\ldots (144$$

b) für hölzerne Arme

$$S = 0{,}28\ kg/mm^2 \quad \ldots \quad (145$$

$$\delta = \frac{5}{7} h \quad \ldots \quad (146$$

und erhält hiermit in beiden Fällen

$$\delta . S = \frac{1}{5} . h \quad \ldots \quad (147$$

und durch Substitution dieses Wertes in die Gl. (142

$$k.P.R = \frac{1}{30} . h^3 . A \quad \ldots \quad (148$$

und hieraus ergibt sich die Armhöhe sowohl für gusseiserne als für hölzerne Arme

$$h = \sqrt[3]{30} \sqrt[3]{\frac{k.P.R}{A}} = 3{,}11 \sqrt[3]{\frac{k.P.R}{A}} \quad \ldots \quad (149$$

wobei, wenn wieder N_n den Nutzeffect in Pferdestärken und n die Umdrehungszahl des Rades bezeichnen (P. I. Seite 17, Gl. 16)

$$PR = 716200 . \frac{N_n}{n} \quad \ldots \quad (150$$

Hölzerne und gusseiserne Arme werden gegen den Radkranz zu verjüngt auf

$$h_1 = 0{,}75\ h \text{ bis } 0{,}8\ h; \text{ und } \delta_1 = 0{,}75\ \delta \text{ bis } 0{,}8\ \delta \quad . \ . \ (151$$

Mit Rücksicht auf die Herstellung macht man gewöhnlich auch bei Rädern nach der zweiten Bauart mit drei Armsystemen alle Arme gleich stark und zwar nach den größeren durch die Rechnung erlangten Dimensionen.

Bei Anwendung der bei neueren Constructionen zumeist gebräuchlichen schmiedeisernen Arme mit ⊔ Querschnitt kann man sich für die Dimensionsbestimmung der Tabelle P. I. Seite 146 bedienen und $S =$ 2 bis 3 kg/mm^2 nehmen. Es tritt hiefür an die Stelle der Gl. (142, wenn Z den Querschnittsmodul des für die Arme gewählten Profileisens bezeichnet, die folgende Gl.

$$k.P.R = S.Z.A \quad \ldots \quad (152$$

woraus sich ergibt

$$Z = \frac{k.P.R}{S.A} \quad \ldots \quad (153$$

Werden Räder der dritten Bauart mit radialen Tragarmen aus Rundeisen hergestellt, welche seitliche Steifigkeit nicht gewähren, so werden diese so dimensionirt, daſs nur die in der tiefsten

Stellung verticalen Arme das Gewicht der ganzen Radconstruction tragen und auf die Rosetten und hierdurch auf die Radachse zu übertragen haben. Es müssen deshalb die radialen Arme so stark angezogen und durch die Diagonal- und Umfangsstangen so gestützt werden, dass sie nur auf Zug und nicht auf Biegung beansprucht werden und ihre Spannung in ihrer höchsten verticalen Stellung gleich Null ist.

Bezeichnet hiefür

G das von den radialen Armen zu tragende Gewicht der äußeren Theile des Rades und G_1 das Gewicht des Zahnkranzes in Kilogramm,

S die Zugbeanspruchung der radialen Arme in Kilogramm, pro 1 mm^2

A_1 die Anzahl der Armsysteme,

N_a den absoluten Effect des Wasserrades in Pferdestärken,

d den Durchmesser der radialen Arme in Millimeter,

d_1 „ „ „ Diagonalstangen „

d_2 „ „ „ Umfangsstangen „

so kann man vorbehaltlich der späteren genaueren Ausrechnung schätzungsweise annehmen

$$G+G_1 = 350\,N_a \text{ bis } 400.N_a \quad \text{(154}$$

$$d_1 = 0{,}75\,d \quad \text{(155}$$

$$d_2 = 0{,}6\,d \quad \text{(156}$$

und erhält hiermit im Durchschnitt

$$\frac{\pi}{4}.d^2.S.A_1 = G+G_1 \quad \text{(157}$$

woraus

$$d = \sqrt{\frac{4}{\pi.S.A_1}}.\sqrt{G+G_1} \quad \text{(158}$$

und durch Substitution des größeren Wertes aus Gl. (154

$$d = \frac{40}{\sqrt{\pi.S.A_1}}.\sqrt{N_a} \quad \text{(159}$$

Für gewöhnliche Fälle kann man hierin setzen

$$S = 6\ kg/mm^2 \quad \text{(160}$$

$$A_1 = 2 \quad \text{(161}$$

und mit diesen Werten ergibt sich die Gl. 159)

$$d = 6{,}515.\sqrt{N_a} \quad \text{(162}$$

Die Wasserradwelle oder Achse wird in neuerer Zeit bei den aus Maschinenfabriken hervorgehenden Wasserrädern gewöhnlich aus Bessemerstahl oder Schmiedeeisen (Fig. 4 bis 6, Taf. IX, Fig. 5, Taf. XII) mit

Kreisquerschnitt hergestellt, und nur mehr selten aus Gusseisen hohl (Fig. 3, Taf. VIII) gegossen. Aus Holz hergestellte Achsen mit gusseisernen Zapfen und gusseiserne Achsen mit Kreuzquerschnitt sind nur noch geschichtlich zu erwähnen.

Die Wasserradwellen werden bei den Wasserrädern der ersten und zweiten Bauart auf Torsion und Biegung, bei den Wasserrädern nach der dritten Bauart als reine Achsen nur auf Biegung berechnet.

Hiefür kann man als Anhaltspunkte für die Schätzung des Radgewichtes G ohne Zahnkranz oder Zahnrad mit Vorbehalt der nach Vollendung des Zeichnungsentwurfes auszuführenden genauen Gewichtsberechnung für Räder mit steifen Armen unter Einhaltung der bisherigen Bezeichnungen folgende Formeln anwenden:

a) nach Grashof

$$G = 1000 \cdot \frac{N_n}{m \cdot n} \qquad (163$$

b) nach Bach für oberschlächtige Wasserräder nach der ersten Bauart

$$G = 540 \cdot a \cdot (2\,b\,R)^{\frac{2}{3}} \text{ bis } 580 \cdot a \cdot (2\,b\,R)^{\frac{2}{3}} \qquad (164$$

oder auch

$$G = 460 \cdot \frac{N_a}{v} \text{ bis } 500 \cdot \frac{N_a}{v} \qquad (165$$

wovon letztere für stark beaufschlagte Räder (großes m) etwas zu große Gewichte ergibt; ferner für Wasserräder mit Coulisseneinlauf nach der ersten Bauart

$$G = 330 \cdot a \cdot (2\,b\,R)^{\frac{2}{3}} \text{ bis } 360 \cdot a \cdot (2\,b\,R)^{\frac{2}{3}} \qquad (166$$

oder auch

$$G = 420 \cdot \frac{N_a}{v} \text{ bis } 460 \cdot \frac{N_a}{v} \qquad (167$$

Bezeichnet für einen bestimmten Querschnitt der Welle

M_b das Biegungsmoment, Kilogramm, Millimeter,

M_d „ Torsionsmoment, „ „

$(M_b)_i$ das ideelle Biegungsmoment, Kilogramm, Millimeter,

S die Spannung in der stärkst gespannten Faser für das ideelle Biegungsmoment in Kilogramm pro 1 mm^2

D den Durchmesser der Welle in diesem Querschnitt in Millimeter,

Z den Querschnittsmodul,

so erhält man

$$Z = \frac{\pi}{32} . D^3 \quad \ldots \ldots \ldots \ldots \ldots \ldots \ldots \ldots \quad (168$$

$$(M_b)_i = {}^3/_8 . M_b + {}^5/_8 \sqrt{M_b^2 + M_d^2} \quad \ldots \ldots \ldots \quad (169$$

wofür man auch näherungsweise setzen kann

a) für $M_b > M_d$

$$(M_b)_i = 0{,}975 . M_b + 0{,}25 . M_d \quad \ldots \ldots \ldots \ldots \quad (170$$

b) für $M_b < M_d$

$$(M_b)_i = 0{,}625 . M_b + 0{,}6 . M_d \quad \ldots \ldots \ldots \ldots \quad (171$$

Da bei Wasserrädern normal M_b viel größer ist als M_d, kommt hiefür gewöhnlich Gl. (170 zur Anwendung, nach welcher abgerundet gesetzt werden kann

$$(M_b)_i = M_b + \tfrac{1}{4} M_d \quad \ldots \ldots \ldots \ldots \ldots \quad (172$$

Es ist ferner

$$(M_b)_i = S . Z \quad \ldots \ldots \ldots \ldots \ldots \ldots \ldots \quad (173$$

und hieraus

$$Z = \frac{(M_b)_i}{S} \quad \ldots \ldots \ldots \ldots \ldots \ldots \ldots \quad (174$$

und nach Substitution des Wertes für Z aus Gl. (168

$$\frac{\pi}{32} . D^3 = \frac{(M_b)_i}{S} \quad \ldots \ldots \ldots \ldots \ldots \ldots \quad (175$$

woraus

$$D = \sqrt[3]{\frac{32}{\pi} . \frac{(M_b)_i}{S}} \quad \ldots \ldots \ldots \ldots \ldots \quad (176$$

Hierin kann man setzen

für Schmiedeisen

$$S = 4 \text{ bis } 6 \; kg/mm^2 \quad \ldots \ldots \ldots \ldots \ldots \quad (177$$

für Bessemerstahl

$$S = 5 \text{ bis } 7{,}5 \; kg/mm^2 \quad \ldots \ldots \ldots \ldots \ldots \quad (178$$

für Gußeisen

$$S = 2 \text{ bis } 3 \; kg/mm^2 \quad \ldots \ldots \ldots \ldots \ldots \quad (179$$

wobei die größeren Werte nur dann zulässig sind, wenn alle einwirkenden Kräfte in Rechnung gezogen wurden.

In der Zeichnung erscheint die Anwendung des bekannten graphischen Verfahrens der Darstellung des ideellen Biegungsmomentes sehr anschaulich, und ist dieselbe deshalb besonders empfehlenswert.

Mit Rücksicht auf die Herstellung, Verwendung derselben Modelle 2c. wird die Wasserradwelle oder Achse gewöhnlich symmetrisch zur Mittelebene

des Rades construiert, wobei für beide Seiten die sich nach der Rechnung ergebenden größeren Dimensionen eingehalten werden.

Für die Stirnzapfen der Wasserradwelle oder Achse erhält man mit den Bezeichnungen

d Durchmesser des Stirnzapfens in Millimeter
l Länge " " " "
S Beanspruchung in der stärkst gespannten Faser in Kilogramm pro 1 mm^2
P Zapfendruck in Kilogramm

$$d = \sqrt{\frac{16}{\pi . S} \cdot \frac{l}{d} . P} \quad \text{(180}$$

und man kann nehmen:

für Bessemerstahl in Bronze oder Weißmetall

$$\left.\begin{array}{l} S \overline{\gtrless}\ 7{,}5\ kg/mm^2 \\ l = 1{,}7\ d \\ d \overline{\gtrless}\ 1{,}07\ \sqrt{P} \end{array}\right\} \quad \text{(181}$$

für Schmiedeisen in Bronze oder Weißmetall

$$\left.\begin{array}{l} S \overline{\gtrless}\ 6\ kg/mm^2 \\ l = 1{,}5 . d \\ d \overline{\gtrless}\ 1{,}125 . \sqrt{P} \end{array}\right\} \quad \text{(182}$$

für Schmiedeisen in Gußeisen

$$\left.\begin{array}{l} S \overline{\gtrless}\ 6\ kg/mm^2 \\ l = 1{,}75\ d \\ d \overline{\gtrless}\ 1{,}2\ \sqrt{P} \end{array}\right\} \quad \text{(183}$$

für Gußeisen in Bronze oder Weißmetall

$$\left.\begin{array}{l} S \overline{\gtrless}\ 3\ kg/mm^2 \\ l = 1{,}5 . d \\ d \overline{\gtrless}\ 1{,}6\ \sqrt{P} \end{array}\right\} \quad \text{(184}$$

Für den hohlen gußeisernen Stirnzapfen vom äußeren Durchmesser d_a und inneren Durchmesser d_i (Fig. 3, Taf. VIII) erhält man bei gleicher Länge l mit dem massiven gleichwertigen gußeisernen Zapfen vom Durchmesser d

$$\frac{d_a}{d} = \frac{1}{\sqrt[3]{1 - \left(\frac{d_i}{d_a}\right)^4}} \quad \text{(185}$$

wobei für gewöhnliche Fälle zu nehmen ist

$$\frac{d_i}{d_a} = 0{,}6 \text{ oder } 0{,}7 \quad \text{(186}$$

und hiefür

$$\frac{d_a}{d} = 1{,}05 \text{ oder } 1{,}10 \quad \ldots \ldots \ldots \ldots (187$$

Die Gl. (185 bis (187 gelten auch für die Querschnittsbestimmung einer hohlen gußeisernen Achse (Fig. 3, Taf. VIII), wenn in einem beliebigen Querschnitt derselben d den Durchmesser der ideellen runden gußeisernen Achse mit vollem Kreisquerschnitt, d_a den äußeren und d_i den inneren Durchmesser der hohlen Achse in demselben Querschnitt bezeichnen.

Die **Bundhöhe** und **Anlaufshöhe** e und **Bundbreite** e_1 nehme man

$$e = 5\ mm + 0{,}1 \, . \, d \quad \ldots \ldots \ldots \ldots (188$$

$$e_1 = 1{,}5 \, . \, e \quad \ldots \ldots \ldots \ldots (189$$

Die zur Verbindung der Radarme mit der Radwelle oder Achse dienenden **Rosetten** werden aus Gußeisen hergestellt. Die zum Anschluß der Arme an die Nabe dienenden Wände und Rippen werden in ihrem Zusammenhang **Armhülsen** genannt.

Die **Länge der Armhülsen** l_1 (Fig. 23, Text) nehme man für gußeiserne, hölzerne oder aus ⊔ Eisen hergestellte Arme von der nach Gl. (149 berechneten Höhe h

$$l_1 = 1{,}5\ h \text{ bis } 2{,}5\ h \quad \ldots \ldots \ldots \ldots (190$$

und für dünne radiale Arme aus Rundeisen bei der dritten Bauart der Wasserräder, wenn d nach Gl. (158 berechnet ist

$$l_1 = 4\ d \text{ bis } 6\ d \quad \ldots \ldots \ldots \ldots (191$$

Die Wanddicke der Armscheibe der Rosette kann man nehmen (Fig. 23, Text)

$$\delta_0 = 10\ mm + {}^1/_5\ h \quad \ldots \ldots \ldots \ldots (192$$

und die übrigen Wandstärken der Armhülsen und Versteifungsrippen

$$\delta = \frac{1}{5} h \quad \ldots \ldots \ldots \ldots (193$$

Bezeichnet ferner

D den Durchmesser des Achskopfes, auf welchen die Rosette zu sitzen kommt, in Millimeter,

l_2 die Länge der Rosettennabe, in Millimeter,

δ_2 die Wandstärke der Rosettennabe, in Millimeter,

so kann man nehmen

$$l_2 = D \text{ bis } 1{,}5 \, . \, D \quad \ldots \ldots \ldots \ldots (194$$

$$\delta_2 = 5\ mm + \frac{1}{3} \, . \, D \quad \ldots \ldots \ldots \ldots (195$$

Die Rosettennabe wird mit Paßleisten in der Bohrung hergestellt.

Die Verbindung der Arme mit dem Schaufelkranze erfolgt an den Radkränzen oder an den Seitengetäfern und diese erhalten die in Fig. 3 und 18, Taf. X, Fig. 7 und 9, Taf. XI, cotierten Dimensionen.

Ferner kann man nehmen:

die Dicke der hölzernen Schaufelbretter für gewöhnliche Schaufelräder

$\delta = \frac{a}{11}$ bis $\frac{a}{14}$ . . . . (196

für Sagebien- und Zuppingerräder

$\delta = \frac{a}{20}$ bis $\frac{a}{25}$ . . . . (197

die Dicke des hölzernen Zellbodens

$\delta = \frac{a}{8}$ . . . . (198

die Dicke der hölzernen Schaufel für Zellenäder

in der Mitte der Radtiefe

$\delta = \frac{a}{8}$ . . . . (199

am Umfang des Rades

$\delta = \frac{a}{10}$ . . . . (200

die Dicke des hölzernen Radbodens für Schaufelräder

$\delta = \frac{a}{15}$ bis $\frac{a}{11}$ . . . . (201

die Dicke des hölzernen Radbodens für Zellenräder

$\delta = \frac{a}{7}$ . . . . (202

die Dicke der aus Eisenblech hergestellten Schaufeln bei Schaufel- oder Zellenrädern bei Anwendung von Stehbolzen zur Absteifung der Schaufeln und des aus Eisenblech hergestellten Radbodens

$\delta = 3$ bis 5 *mm* . . . . (203

die Dicke der Coulissenschaufeln beim Coulisseneinlauf

$\delta = 5$ *mm* . . . . (204

die Dicke des hölzernen Gerinnbodens

$\delta = \frac{a}{10}$ . . . . (205

den Spielraum zwischen dem äußeren Radumfang und dem Gerinne

für eiserne Räder

$\varepsilon = 15$ bis 20 *mm* . . . . (206

für hölzerne Räder

$\varepsilon = 20$ bis 25 *mm* . . . . (207

Für die Dimensionsbestimmung des Zahnkranzes und des Getriebes ist zuerst der Theilkreisradius des Zahnkranzes, darnach der Zahndruck und für diesen die Stichzahl, Zahntheilung und Zahnbreite zu bestimmen.

Bei den Wasserrädern nach der ersten Bauart ist die Dimensionierung des Zahnrades unabhängig von der Armzahl und vom Halbmesser des Wasserrades. Es kann mithin der Halbmesser R_1 desselben wieder nach der für Stirnräder angegebenen Gl. (P. I. S. 239 Gl. 279)

$$R_1 = (5 + i) \, . \, d' \quad \ldots \quad (208$$

bestimmt werden, wobei

$$i = \frac{z_1}{z_2} \quad \ldots \quad (209$$

$$d' = 120 \, . \sqrt[3]{\frac{N_n}{n}} \quad \ldots \quad (210$$

und z_1 = Zähnezahl des Stirnrades auf der Wasserradwelle

z_2 = Zähnezahl des eingreifenden Getriebes.

Für die Armdimensionen des Stirnrades gelten die Gl. (138 bis (150 P. I.

Bei den Wasserrädern nach der zweiten und dritten Bauart ist der Zahnkranz Halbmesser R_1 vom Halbmesser R des Wasserrades abhängig und in der Zeichnung des Wasserrades selbst festzustellen. Es wird sodann die Zähnezahl des Zahnkranzes wegen der Theilung in Segmente nach der Armzahl des Wasserrades abgerundet und hiermit der genaue Theilkreishalbmesser ermittelt.

Hierauf wird die Zähnezahl des Getriebes nach der vorgeschriebenen Übersetzung bestimmt, wobei jedoch darauf Rücksicht zu nehmen ist, dass dieselbe nicht zu klein ausfällt.

Bezeichnet wie in Fig. 2, Taf. V, cotiert

R den äußeren Halbmesser des Wasserrades, in Millimeter,

R_1 den Theilkreishalbmesser des Zahnkranzes, in Millimeter,

R_2 den Theilkreishalbmesser des Getriebes, in Millimeter,

z_1 die Zähnezahl des Stirnrades oder Zahnkranzes,

z_2 die Zähnezahl des Getriebes,
t die Zahntheilung, in Millimeter,
$\left(\frac{t}{\pi}\right)$ die Stichzahl,
b die Zahnbreite, in Millimeter,
$\psi = \frac{b}{t}$ das Breitenverhältnis,
P die Umfangskraft des Rades in Kilogramm am Halbmesser R
P_1 den Zahndruck am Halbmesser R_1,
$n_1 = n$ die minutliche Umdrehungszahl des Zahnkranzes, gleich jener des Wasserrades,
n_2 die minutliche Umdrehungszahl des Getriebes,
so ergibt sich

$$P_1 = \frac{P.R}{R_1} \quad \text{(211}$$

$$z_1 = \frac{2.R_1}{\left(\frac{t}{\pi}\right)} \quad \text{(212}$$

$$R_2 = \frac{z_2}{2}.\left(\frac{t}{\pi}\right) \quad \text{(213}$$

$$\frac{n_2}{n_1} = \frac{R_1}{R_2} = \frac{z_1}{z_2} \quad \text{(214}$$

Für die Dimensionierung der Zähne gilt wieder mit den zugehörigen Voraussetzungen (P. I., S. 84 Gl. (101)

$$b.t = 16{,}8.\frac{P_1}{S} \quad \text{(215}$$

also mit

$$\frac{b}{t} = \psi \quad \text{(216}$$

$$t = \sqrt{\frac{16{,}8}{\psi.S}}.\sqrt{P_1} \quad \text{(217}$$

Mit Rücksicht auf den langsamen Gang dieser Räder kann man hiefür nehmen

$$\left.\begin{array}{l}\psi = 2{,}5\\ S = 2\ kg/mm^2\end{array}\right\} \quad \text{(218}$$

und erhält hiermit

$$\psi.S = 5 \quad \text{(219}$$

also (P. I. S. 85 Gl. (107 und (108)

$$t = 1{,}833 \, . \sqrt{P_1} \quad \ldots\ldots \quad (220$$

$$t = 2{,}763 \, . \sqrt[3]{\frac{P_1 R_1}{z_1}} \quad \ldots\ldots \quad (221$$

und kann sonach wieder für die Bestimmung der Stichzahl und Theilung die Tabelle für gusseiserne Zahnräder (P. I. S. 86) verwenden.

Sollte sich in einem besonderen Falle

$$t > 94{,}248$$

ergeben und eine Vergrößerung von R_1 nicht mehr angehen, so würde man daraus entnehmen, dass die zu übertragende Kraft P_1 für einen Zahnkranz zu groß ist, und würde dann zwei Zahnkränze und zwei Getriebe anwenden müssen, um die Grenzen

$$\left.\begin{array}{l} t = 94{,}248 \; mm \\ \left(\frac{t}{\pi}\right) = 30 \end{array}\right\} \quad \ldots\ldots \quad (223$$

nicht zu überschreiten, da die Ausführung von Rädern mit größerer Theilung nicht zu empfehlen ist.

Für die Zähnezahl des Getriebes kann man als Grenzwerte nehmen

$$z_2 \overline{\overline{>}} 36 \quad \ldots\ldots \quad (224$$

$$i = \frac{n_2}{n_1} \overline{\overline{<}} 6{,}5 \quad \ldots\ldots \quad (225$$

Man hat somit für Satzräder den Halbmesser des Wälzungskreises für die Cycloiden-Verzahnung

$$r = 9 \, . \left(\frac{t}{\pi}\right) = 2{,}864 \, t \quad \ldots\ldots \quad (226$$

Für Einzelnräder hingegen wird man den Wälzungskreis behufs Erzielung einer größeren Eingriffsdauer bei größerer Zähnezahl des Getriebes ($Z_2 > 36$) eventuell noch größer wählen können, so dass das Getriebe radiale Fußflanken erhält, also

$$r = \frac{1}{2} R_2 \quad \ldots\ldots \quad (227$$

Den Durchmesser der das Getriebe tragenden ersten Transmissionswelle aus Schmiedeisen kann man nehmen

$$d' = 20 \; mm + 122 \, . \sqrt[3]{\frac{N_n}{n_2}} \quad \ldots\ldots \quad (228$$

oder den um 20 mm vergrößerten Wert der Tabelle P. I., Seite 18.

1. Beispiel. Es ist die Schaufeltheilung, Schaufelzahl und Armzahl für ein oberschlächtiges Wasserrad zu bestimmen, für welches bereits gegeben sind:

$$R = 5{,}550\ m$$
$$a = 0{,}360\ m$$
$$b = 3{,}330\ m$$

Man erhält nach Gl. (132 die Armzahl

$$A = 2\ .\ (R + 1) = 2\ .\ (5{,}55 + 1) = 2\ .\ 6{,}55 = 13{,}10 \backsim 14$$

und nach Gl. (136 die Schaufeltheilung

$$(e) = 1{,}25\ a = 1{,}25\ .\ 0{,}360 = 0{,}450\ m$$

womit nach Gl. (138

$$i = \frac{2\ .\ \pi\ .\ R}{e} = \frac{2\ .\ 3{,}142\ .\ 5{,}550}{0{,}450} = 77 \backsim 70$$

wobei die Schaufelzahl durch die Armzahl theilbar nach unten zu abgerundet ist, um die Schluckweite nicht zu klein zu erhalten.

Es wird sonach die Schaufeltheilung oben eingeklammert und neuerdings gerechnet nach Gl. (139

$$e = \frac{2\ .\ \pi\ .\ R}{i} = \frac{2\ .\ 3{,}142\ .\ 5{,}550}{70} = 0{,}4983$$

Die Anzahl der Armsysteme wird

$$A_1 = 3$$

weil $b > 2{,}5\ m$ ist.

2. Beispiel. Für ein Sagabienrad sind folgende Dimensionen bereits berechnet:

$$R = 4{,}8\ m$$
$$a = 1{,}6\ m$$
$$b = 3{,}35\ m$$

Es ist die Schaufelzahl zu bestimmen.

Wählt man nach Gl. (135 die Schaufeltheilung im Hinblick auf die Größe des Rades

$$(e) = 0{,}3\ m$$

so ergibt sich die Schaufelzahl nach Gl. (138

$$(i) = \frac{2\ .\ \pi\ .\ R}{e} = \frac{2\ .\ 4{,}8\ .\ 3{,}141}{0{,}3} = 100{,}5$$

und wenn man die Armzahl nach Gl. (132

$$A = 2\ .\ (R + 1) = 2\ .\ (4{,}8 + 1) = 11{,}6 \backsim 12$$

annimmt und darnach die Schaufelzahl durch die Armzahl theilbar abrundet, so wird oben e und i eingeklammert und man erhält

$$i = 96$$
$$e = \frac{2\ .\ \pi\ .\ R}{i} = 0{,}314\ m$$

3. Beispiel. Ein Ponceletrad für das Gefälle $H = 1{,}5\ m$ erhält einen Halbmesser $R = 3\ m$. Es ist die Armzahl, Schaufelzahl und Schaufeltheilung zu berechnen.

Wählt man nach Gl. (133, weil hier ein großes Rad in Betracht steht, wie man leicht erkennt, wenn man sich das Anwendungsgebiet des Ponceletrades vergegenwärtigt und weil $A = 2\ .\ (R + 1) = 8$ wird, die Schaufelzahl

$$i = 48$$

so ergibt sich nach Gl. (139 die Schaufeltheilung

$$e = \frac{2 \cdot \pi \cdot R}{i} = \frac{2 \cdot 3{,}14 \cdot 3}{48} = 0{,}393\,m$$

4. Beispiel. Ein oberschlächtiges um den Winkel $\delta = 12^\circ$ seitwärts beaufschlagtes Wasserrad nach der ersten Bauart mit schmiedeiserner Welle und Armen aus ⊔ Eisen, wie in Fig. 4 bis 6, Taf. IX, Blechschaufeln wie in Fig. 2, Taf. X, und gußeisernen Seitengetäfern wie in Fig. 6 und 9 bis 11, Taf. X, für die Wassermenge $Q = 0{,}55\,m^3$ pro Secunde und das Gefälle $H = 8{,}05\,m$ weist folgende, nach vorstehenden Regeln berechnete Dimensionen, Geschwindigkeitsverhältnisse und Leistung auf: $R = 3{,}80\,m$; $v = 1{,}99\,m$; $n = n_1 = 5$; $N_a = 59\,PS$; $\eta = 0{,}75$; $N_n = 44{,}25\,PS$; $m = {}^1/_2$; $b = 2{,}70\,m$; $a = 0{,}31\,m$; $A = 8$; $i = 64$; $e = 0{,}373\,m$; $A_1 = 3$.

Es sind die Arme des Wasserrades und die Zahnräder zu dimensionieren.

Nach Gl. (210 ergibt sich zunächst für die Zahnräder die Bezugseinheit

$$d' = 120 \cdot \sqrt[3]{\frac{N_n}{n}} = 120 \cdot \sqrt[3]{\frac{44{,}25}{5}} = 120 \cdot \sqrt[3]{8{,}850} = 248$$

und wenn man nach Gl. (225 das Übersetzungsverhältnis der Zahnräder vorläufig wählt

$$i = \frac{n_2}{n_1} = 6{,}4$$

ergibt sich der Halbmesser des Stirnrades aus Gl. (208

$$(R_1) = (5 + i) \cdot d' = (5 + 6{,}4) \cdot 248 = 11{,}4 \cdot 248 = 2827\,mm.$$

Es ist aber nach Gl. (150 das Kraftmoment der Umfangskraft des Wasserrades

$$PR = 716200 \cdot \frac{N_n}{n} = 716200 \cdot \frac{44{,}25}{5} = 6338370$$

also erhält man nach Gl. (211 den Zahndruck im Theilkreise des Stirnrades

$$P_1 = \frac{PR}{R_1} = \frac{6338370}{2827} = 2242\,kg$$

und hiefür nach Gl. (220 oder nach der zugehörigen Tabelle P. I., Seite 86 die zunächst gelegene Stichzahl und Theilung

$$\frac{t}{\pi} = 28$$

$$t = 87{,}965$$

Nach Gl. (212 ergibt sich nun die Zähnezahl des Stirnrades

$$z_1 = \frac{2 R_1}{\left(\frac{t}{\pi}\right)} = \frac{2 \cdot 2827}{28} = 202 \backsim 200$$

und weil hiermit R_1 sich ändert, ist vorstehend R_1 eingeklammert und nachstehend nochmals berechnet, nämlich

$$R_1 = \frac{z_1}{2} \cdot \left(\frac{t}{\pi}\right) = 100 \cdot 28 = 2800\,mm$$

also der Theilkreisdurchmesser des Stirnrades

$$D_1 = 2\,R_1 = 5600\,mm.$$

Es ist nun ersichtlich, dass der vorläufig gewählte Wert des Übersetzungsverhältnisses i zu groß ist, weil sich hiermit die Zähnezahl des Getriebes

$$z_2 = \frac{z_1}{i} = 200 : 6{,}4 = 31$$

ergibt, während dieselbe nach Gl. (224 mindestens 36 betragen soll. Es erübrigt mithin nichts Anderes, als jetzt die Zähnezahl des Getriebes auf Grund der Gl. (224 zu wählen und unter Beibehaltung der gefundenen Dimensionen des Stirnrades das erreichte Übersetzungsverhältnis zu berechnen. Wir wollen des einfacheren Übersetzungsverhältnisses wegen

$$z_2 = 40$$

annehmen, womit sich die Umdrehungszahl n_2 der Transmission ergibt

$$n_2 = n_1 \cdot \frac{z_1}{z_2} = 5 \cdot \frac{200}{40} = 25$$

und der Halbmesser des Getriebes

$$R_2 = \frac{z_2}{2} \cdot \left(\frac{t}{\pi}\right) = 20 \cdot 28 = 560\ mm$$

Ferner ergibt sich nach Gl. (218 die Zahnbreite

$$b = 2,5 \cdot t = 2,5 \cdot 87,965 = 219,9 \sim 220\ mm$$

sodann die Zahnkopfhöhe (P. I. S. 84)

$$k = 0,3\,t = 0,3 \cdot 88 = 26,4 \sim 27\ mm$$

die Zahnfußhöhe

$$f = 0,4 \cdot t = 0,4 \cdot 88 = 35,2 \sim 36\ mm$$

also die ganze Zahnlänge

$$\lambda = 27 + 36 = 63\ mm$$

Die Anzahl der Arme des Stirnrades wird nach Gl. (150 (P. I., S. 101)

$$A = \frac{R_1}{d'} = \frac{2800}{248} = 11 \sim 10$$

Diese Arme werden mit Rippenquerschnitt ausgeführt und erhalten somit nach Gl. (139 und (142 (P. I., S. 100) im Radmittel die Dimensionen:

Höhe der Hauptrippe

$$h = 1,817 \sqrt[3]{\psi \cdot \frac{PR}{A}} = 1,817 \cdot \sqrt[3]{2,5 \cdot \frac{6338370}{10}} = 213 \sim 220\ mm$$

Dicke der Hauptrippe

$$\delta = \frac{1}{5}\,h = \frac{1}{5} \cdot 220 = 44\ mm$$

Dicke der Kreuzrippe

$$\delta_1 = {}^5/_6\,\delta = {}^5/_6 \cdot 44 = 37\ mm$$

Führt man die Zahnräder als Satzräder aus, so erhält man für die Cycloidenverzahnung den Walzungskreishalbmesser nach Gl. (226

$$r = 9 \cdot \left(\frac{t}{\pi}\right) = 9 \cdot 28 = 252\ mm$$

Construiert man die Zahnräder als Einzelnräder, so kann man behufs Erzielung einer längeren Eingriffsdauer den Wälzungskreis noch größer nehmen und zwar nach Gl. (227

$$r = \frac{1}{2}\,R_2 = \frac{1}{2} \cdot 560 = 280\ mm$$

Die Transmissionswelle, auf welche das Getriebe z_2 montiert wird, erhält nach Gl. (228 den Durchmesser

$$\delta = 20\,mm + 122 \,.\, \sqrt[3]{\frac{N_n}{n_2}} = 20 + 122 \,.\, \sqrt[3]{\frac{44{,}25}{25}} = 20 + 148 = 168 \backsim 170\,mm$$

Für die Arme des Wasserrades ist in Gl. (153

$$k = {}^1/_3$$

zu setzen, weil dasselbe mit drei Armsystemen ausgeführt wird. Es ergibt sich somit der Querschnittsmodul für das Armprofil für die Beanspruchung $S = 2\,kg/mm^2$

$$Z = \frac{k \,.\, P \,.\, R}{S \,.\, A} = \frac{6338370}{3 \,.\, 2 \,.\, 8} = 132000$$

und diesem entspricht nach der Tabelle der ⊔ Eisen (P. I., S. 146) das zunächstgelegene Profil Nr. 16 mit den Dimensionen:

Profilhöhe $h = 160\,mm$
Breite der Flanschen $b = 65\,mm$
Stegdicke $\delta = 8\,mm$
Flanschendicke $d = 12\,mm$

5. **Beispiel.** Für ein eisernes Schaufelrad mit Coulisseneinlauf nach der zweiten Bauart (Fig. 1, Taf. VII, Fig. 4 und 5, Taf. XI) sind folgende Dimensionen ꝛc. gegeben oder bereits berechnet:

$Q = 1{,}2\,m^3$; $H = 3{,}5\,m$; $R = 3{,}5\,m$; $n = 4{,}5$; $N_a = 56\,PS$; $N_n = 39{,}2\,PS$; $a = 0{,}470\,m$; $b = 3{,}120\,m$; $A = 9$; $i = 45$; $e = 0{,}49\,m$; $m = {}^1/_2$.

Es sind die Dimensionen des Zahnkranzes und des eingreifenden Getriebes, ferner die Dimensionen der gußeisernen Arme und Rosetten, und der schmiedeisernen Welle zu bestimmen.

Nimmt man nach Fig. 4, Taf. XI, den Radius R_1 des Zahnkranzes mit innerer Verzahnung

$$(R_1) = R - a - \frac{a}{12} - \frac{a}{3} - 50\,mm = 3500 - 470 - \frac{470}{12} - \frac{470}{3} - 50 = 3500 - $$
$$- 470 - 40 - 160 - 50 = 2780\,mm$$

wobei die Entfernung $50\,mm$ vom Theilkreis bis zum Radkranz schätzungsweise angenommen ist, so erhält man nach Gl. (211 und (150 den Zahndruck

$$P_1 = \frac{PR}{R_1} = \frac{716200\,N_n}{R_1 \,.\, n} = \frac{716200 \,.\, 39{,}2}{2780 \,.\, 4{,}5} = 2244\,kg$$

Diesem Werte liegt in der Tabelle für gußeiserne Zahnräder (P. I., S. 86) $P = 2300\,kg$ am nächsten und man kann sonach die Stichzahl

$$\left(\frac{t}{\pi}\right) = 28$$

nehmen, also

$$t = 87{,}965\,mm$$

und nach Gl. (218

$$\psi = \frac{b}{t} = 2{,}5$$

somit

$$b = 2{,}5 \,.\, t = 2{,}5 \,.\, 88 = 220\,mm$$

Damit ergibt die Gl. (212 die Zähnezahl

$$z_1 = \frac{2 \,.\, R_1}{\left(\frac{t}{\pi}\right)} = \frac{2 \,.\, 2780}{28} = 198{,}5 \sim 198$$

wobei z_1 durch die Armzahl A theilbar abgerundet ist.

Es wird nun oben R_1 eingeklammert und ergibt sich hiefür

$$R_1 = {}^1/_2 \,.\, z_1 \,.\, \left(\frac{t}{\pi}\right) = {}^1/_2 \,.\, 198 \,.\, 28 = 2772\, mm$$

Wählt man für die Übersetzung den Grenzwert nach Gl. (225

$$\frac{n_2}{n_1} = 6{,}5$$

so erhält man die Zähnezahl z_2 des Getriebes auf der Transmissionswelle aus der Gl. (214

$$z_2 = \frac{z_1}{\left(\frac{n_2}{n_1}\right)} = \frac{198}{6{,}5} = 30$$

also einen im Hinblick auf Gl. (224 zu kleinen Wert. Man wird deshalb den Grenzwert für z_2 annehmen, nämlich

$$z_2 = 36$$

und erhält damit das Übersetzungsverhältnis

$$\frac{n_2}{n_1} = \frac{z_1}{z_2} = \frac{198}{36} = 5{,}5$$

und wegen

$$n_1 = n = 4{,}5$$

die minutliche Umdrehungszahl des Getriebes

$$n_2 = \frac{z_1}{z_2} \,.\, n_1 = 5{,}5 \,.\, 4{,}5 = 24{,}75$$

Die schmiedeiserne Transmissionswelle erhält hiermit nach Gl. (220 den Durchmesser

$$d' = 20\, mm + 122 \,.\, \sqrt[3]{\frac{N_n}{n_2}} = 174 \sim 180\, mm$$

Weil $b > 2{,}5\, m$ so erhält das Rad nach Gl. (141 drei Armsysteme, also

$$A_1 = 3$$

Für die Bestimmung der Armhöhe h nach Gl. (149 mufs zuerst (PR) berechnet werden. Man erhält hiefür nach Gl. (150

$$PR = 716200 \,.\, \frac{N_n}{n_1} = 716200 \,.\, \frac{39{,}2}{4{,}5} = 6239000 \sim 6240000$$

somit die Armhöhe im Achsenmittel, weil hier ein Rad der zweiten Bauart mit 3 Armsystemen vorliegt

$$k = {}^2/_3$$

$$h = 3{,}11 \,.\, \sqrt[3]{\frac{k \,.\, P \,.\, R}{A}} = 3{,}11 \,.\, \sqrt[3]{\frac{{}^2/_3 \,.\, 6240000}{9}} = 243 \sim 240\, mm$$

und hiermit nach Gl. (144 die Armdicke

$$\delta = \frac{1}{5}\, h = 48\, mm$$

Für den Armquerschnitt am Radkranz erhält man

$$h_1 = 0{,}75\,h \text{ bis } 0{,}8\,h = 180 \text{ bis } 190\,mm \backsim 190\,mm$$
$$\delta_1 = 0{,}75\,\delta \text{ bis } 0{,}8\,\delta = 36 \text{ bis } 38\,mm \backsim 36\,mm$$

und eben diese Dimensionen erhalten im Hinblick auf die Modellverwendung die Arme der beiden anderen Armsysteme.

Man erhält nun annähernd das Gewicht des Rades G aus Gl. (163

$$G = 1000 \cdot \frac{N_n}{m \cdot n} = \frac{1000 \cdot 39{,}2}{{}^1/_2 \cdot 4{,}5} = 17422 \backsim 17500\,kg$$

und wenn man vorläufig das Gewicht G_1 des Zahnkranzes schätzungsweise annimmt

$$G_1 = \frac{1}{8} \cdot G = 2188 \backsim 2200\,kg$$

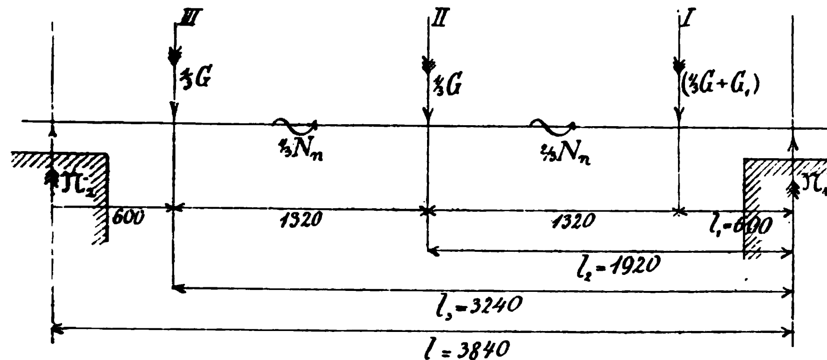


Fig. 24. Kräfteplan zur Dimensionierung der Wasserradwelle.

so ergibt sich, wenn G_1 in G nicht eingeschlossen angenommen wird, auf jede der 3 Rosetten I bis III, Fig. 24, Text, der Verticaldruck

$$\frac{1}{3}\,G = \frac{17500}{3} = 5833 \backsim 5850\,kg$$

und überdies auf die Rosette I, deren Armsystem den Zahnkranz trägt, das Gewicht des letzteren, also zusammen

$$\frac{1}{3}\,G + G_1 = 5850 + 2200 = 8050\,kg$$

Man erhält nun durch Rechnung mit den in Fig. 24, Text, eingetragenen, der soweit ausgeführten Entwurfs-Zeichnung entnommenen Coten die Normaldrücke für die beiden Stirnzapfen

$$\mathfrak{N}_2 = \frac{1}{l} \cdot \left[\left(\frac{1}{3} \cdot G + G_1\right) \cdot l_1 + \frac{1}{3} \cdot G \cdot l_2 + \frac{1}{3} \cdot G \cdot l_3\right] =$$
$$= \frac{1}{3840} \cdot \left[8050 \cdot 600 + 5850 \cdot 1920 + 5850 \cdot 3240\right] = 9120\,kg$$
$$\mathfrak{N}_1 = G + G_1 - \mathfrak{N}_2 = 17500 + 2200 - 9120 = 10580\,kg$$

Wird nun im Hinblick auf gleiche Modelle für die beiden Lager und die äußeren Rosetten die Welle symmetrisch zur Mittelebene des Rades ausgeführt, wie in Fig. 5, Taf. XII gezeichnet, so werden beide Stirnzapfen für den Normaldruck $\mathfrak{N}_1$ dimensioniert, und man erhält hiefür nach Gl. (182 mit $P = \mathfrak{N}_1$

$$d = 1{,}125 \sqrt{P} = 1{,}125 \,.\, \sqrt{10580} = 115{,}9 \backsim 120\ mm$$
$$l = 1{,}5 \,.\, d = 1{,}5 \,.\, 120 = 180\ mm$$

Für die Welle erhält man die Biegungsmomente und zwar

für den Querschnitt I

$$M'_b = \mathfrak{N}_1 \,.\, l_1 = 10580 \,.\, 600 = 6348000$$

für den Querschnitt II

$$M''_b = \mathfrak{N}_1 \,.\, l_2 - \left(\frac{1}{3} G + G_1\right) \cdot \left(l_2 - l_1\right) = 10580 \,.\, 1920 - 8050 \,.\, 1320 = 9687600$$

ferner die Torsionsmomente, weil dieses Rad nach der zweiten Bauart mit 3 Armsystemen ausgeführt wird, und zwar

für die Querschnitte I und II

$$M'_d = M''_d = \frac{2}{3}\,(PR) = \frac{2}{3}\, 716200 \,.\, \frac{N_n}{n} = 4160000$$

Weil nun $M_b > M_d$ so kann man für das ideelle Biegungsmoment die Gl. (172 benutzen und erhält hiernach

für den Querschnitt I

$$(M'_b)_i = M'_b + \frac{1}{4} M'_d = 6348000 + \frac{1}{4} \,.\, 4160000 = 7388000$$

für den Querschnitt II

$$(M''_b)_i = M''_b + \frac{1}{4} M''_d = 9687600 + \frac{1}{4} \,.\, 4160000 = 10727000$$

Wählt man nun die Beanspruchung

$$S = 4\ kg/mm^2$$

so erhält man nach Gl. (176 die Wellendurchmesser und zwar

für den Querschnitt I

$$D' = \sqrt[3]{\frac{32}{\pi} \,.\, \frac{(M'_b)_i}{S}} = \sqrt[3]{\frac{32}{\pi} \,.\, \frac{7388000}{4}} = 266 \backsim 270\ mm$$

für den Querschnitt II

$$D'' = \sqrt[3]{\frac{32}{\pi} \,.\, \frac{(M''_b)_i}{S}} = \sqrt[3]{\frac{32}{\pi} \,.\, \frac{10727000}{4}} = 302 \backsim 300\ mm$$

und weil die Welle zur Mittelebene symmetrisch ausgeführt wird, erhält der Querschnitt III den gleichen Wellendurchmesser wie I nämlich $D' = 270\ mm$.

Nach Gl. (188 erhält man die Bund- und Anlaufshöhe für die Stirnzapfen

$$(e) = 5\ mm + 0{,}1 \,.\, d = 5 + 0{,}1 \,.\, 120 = 17\ mm$$

und sonach den äußeren Durchmesser des Bundes und Anlaufes

$$D = d + 2e = 120 + 2 \,.\, 17 = 154 \backsim 155\ mm$$

daher e vorstehend eingeklammert wird und nunmehr

$$e = 17{,}5\ mm$$

gesetzt erscheint, weil in der Zeichnung nicht e, sondern nur D cotiert zu werden braucht, also nur D einen passend abgerundeten Wert erhalten muſs.

Die Bundbreite wird nach Gl. (189

$$e_1 = 1{,}5e = 1{,}5 \,.\, 17{,}5 = 26{,}25 \backsim 26\, mm$$

Man erhält ferner für die Dimensionierung der Rosetten, die Länge der Armhülsen nach Gl. (190

$$l_1 = 1{,}7 \,.\, h = 1{,}7 \,.\, 240 = 408 \backsim 410\, mm$$

die Wanddicke der Armscheibe der Rosette nach Gl. (192

$$\delta_0 = 10\, mm + {}^1/_5\, h = 10\, mm + {}^1/_5 \,.\, 240 = 58\, mm$$

die Länge der Rosettennabe nach Gl. (194 für alle drei Armsysteme wie für $D' = 270\, mm$

$$l_2 = 1{,}5\, D = 1{,}5 \,.\, 270 = 405 \backsim 400\, mm$$

und die Wandstärke der Rosettennabe nach Gl. (195 wieder für alle 3 Rosetten gleich

$$\delta_2 = 5\, mm + {}^1/_3\, D = 5\, mm + {}^1/_3\, 270 = 95\, mm$$

Macht man die Passleisten in der Rosettennabe für die beiden verschiedenen Durchmesser der Welle $D' = 270\, mm$ und $D'' = 300\, mm$ verschieden hoch, wie in Fig. 5, Taf. XII, gezeichnet, so kann man für beide das gleiche Rosettenmodell verwenden.

6. **Beispiel.** Es sind die Dimensionen des Einlaufes für ein oberschlächtiges Wasserrad, Fig. 7, Taf. VI, zu bestimmen, für welches folgende Angaben vorliegen:

$$Q = 0{,}45\, m^3;\; H = 11{,}5\, m;\; c = 3\, m;\; \varphi = 21^0\, 40';\; b = 3{,}330\, m.$$

Man erhält nach Gl. (52 und (53 die Coordinaten für den Scheitelpunkt der Einlaufsparabel

$$x = \frac{c^2}{2g} \,.\, \sin 2\,\varphi = \frac{3^2}{2 \,.\, 9{,}81} \,.\, \sin 2 \,.\, (21^0\, 40') = \frac{9}{2 \,.\, 9{,}81} \,.\, \sin 43^0\, 20' =$$

$$= \frac{9}{19{,}62} \,.\, 0{,}686 = 0{,}315\, m$$

$$y = \frac{c^2}{2g} \,.\, \sin^2 \varphi = \frac{9}{19{,}62} \,.\, \sin^2 21^0\, 40' = \frac{9}{19{,}62} \,.\, 0{,}369^2 = 0{,}0624 \backsim 0{,}062\, m$$

Die Höhe des Oberwasserspiegels über dem Eintrittspunkt B wird nach Gl. (60

$$h = 1{,}1 \,.\, \frac{c^2}{2g} = 1{,}1 \,.\, \frac{9}{19{,}62} = 0{,}5046 \backsim 0{,}505\, m$$

Wählt man nach Fig. 7, Taf. VI, die Höhe h_0 der Schützenöffnung unter dem Oberwasserspiegel

$$h_0 = 0{,}260\, m$$

so wird die Ausflussgeschwindigkeit nach Gl. (57

$$c_0 = 0{,}97 \,.\, \sqrt{2g\, h_0} = 0{,}97 \,.\, \sqrt{19{,}62 \,.\, 0{,}260} = 2{,}192 \backsim 2{,}2\, m$$

Nach Gl. (63 wird die Breite des Einlaufes

$$b_0 = b - 0{,}1\, m = 3{,}330 - 0{,}1 = 3{,}230\, m$$

und hiemit nach Gl. (59 die Strahldicke

$$a_0 = \frac{Q}{b_0 \,.\, c_0} = \frac{0{,}45}{3{,}23 \,.\, 2{,}2} = 0{,}0633 \backsim 0{,}063\, m$$

7. **Beispiel.** Es ist die Anzahl der Coulissencanäle des Einlaufes für ein rückschlächtiges Wasserrad Fig. 10, Taf. VI, zu bestimmen, für welches folgende Angaben gegeben, berechnet und beziehungsweise der Zeichnung entnommen sind:

$$Q = 0{,}68\, m^3;\; H = 5{,}2\, m;\; a = 0{,}41\, m;\; b = 3{,}35\, m;\; a_0 = 0{,}06\, m;$$

$$h_1 = 0{,}3\, m;\; h_2 = 0{,}45\, m;\; h_3 = 0{,}59\, m.$$

Es ist nach Gl. (63 die Breite der Ausflussöffnung der Coulissencanäle

$$b_0 = b - 0{,}1\, m = 3{,}35 - 0{,}1 = 3{,}25\, m$$

und hiermit nach Gl. (68 die Ausflussmenge für den ersten Coulissencanal

$$q_1 = 0,75 \,.\, a_0 \,.\, b_0 \,.\, \sqrt{2gh_1} = 0,75 \,.\, 0,06 \,.\, 3,25 \,.\, \sqrt{19,62 \,.\, 0,3} = 0,348 \sim 0,35\, m^3$$

nach Gl. (69 die Ausflussmenge für den zweiten Coulissencanal

$$q_2 = 0,75 \,.\, a_0 \,.\, b_0 \,.\, \sqrt{2gh_2} = q_1 \,.\, \sqrt{\frac{h_2}{h_1}} = 0,35 \,.\, \sqrt{\frac{0,45}{0,3}} = 0,428 \sim 0,43\, m^3$$

somit

$$q_1 + q_2 = 0,35 + 0,43 = 0,78\, m^3$$

also schon reichlich mehr als $Q = 0,68\, m^3$ und es ist somit ausreichend für außergewöhnlichen größeren Wasserzufluss und niedrigeren Oberwasserspiegel noch den dritten Coulissencanal zuzugeben.

7. Herstellung der Wasserräder. Eiserne Wasserräder werden nach Bearbeitung ihrer Bestandtheile in der Maschinenwerkstätte vollständig zusammengepaſst, wobei es von Wichtigkeit ist, die zusammenstoßenden Enden durch Körnerschläge oder Buchstaben (Punzen) gehörig

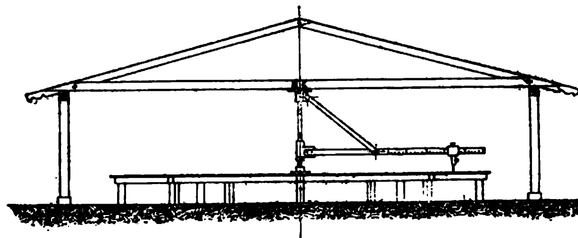


Fig. 25. Radstuhl (1/200 Ng.).

zu zeichnen, um bei der folgenden Montierung des Rades am Aufstellungsorte Fehlgriffe zu vermeiden. Hölzerne Räder werden am Aufstellungsplatze selbst zusammengepaſst, nachdem die dabei in Verwendung kommenden, in der Maschinenwerkstätte bearbeiteten Eisentheile dahin geschafft sind. Zum Anzeichnen oder Anreißen der Holzbestandtheile bedient man sich hierbei des in Fig. 25, Text, skizzierten Radstuhles, welcher in der Mitte eines runden in Arbeitshöhe ausgeführten hölzernen Tisches die Drehungsachse des Stangenzirkels trägt, dessen Stange aus einer eingetheilten Latte gebildet, die Reißnadel oder den Zeichenstift führt.

Bei der Montierung des Rades wird zuerst die Welle mit ihren Lagern am vorbereiteten Fundamente in die richtige Lage gebracht, um als Centrierachse für die übrigen Theile zu dienen. — Zur Erzielung genauer Fundamente ist es nothwendig, nach der Fundamentzeichnung genaue Chablonen aus Brettern und Latten herzustellen, welche durch

kreuzweise übergenagelte Latten oder Bretter und hierdurch gebildete unverschiebliche Dreiecke gegen die Formänderung gesichert sind. An diese Schablonen werden den im Mauerwerk auszusparenden Löchern der Fundamentschrauben entsprechend, Standhölzer mit viereckigem Querschnitt befestigt, welche bis auf die Sohle der Ankercanäle hinabreichen. Diese Standhölzer erhalten dieselben Querschnittsdimensionen wie die im Mauerwerk auszusparenden Schraubenlöcher und werden beim Aufmauern des Fundamentes mit eingemauert, derart, dass sie nach oben herausgezogen werden können, wenn die Aufmauerung genügend hoch geführt ist. Das Fundament-Mauerwerk wird mit Cement ausgeführt. Bei schlechtem Baugrunde wird zuerst eine entsprechend dicke Betonschichte gelegt und darauf das Fundament aufgeführt.

Bei der Anlage der Fundamentzeichnung ist darauf zu achten, dass die Fundamentschrauben hinreichend tief hinter die Wandfläche kommen, so dass bei der Herstellung im Mauerwerk mindestens eine Ziegelbreite von der Mauerfläche bis zum auszusparenden Fundamentschraubenloch vorhanden ist und dass bei Verwendung von Quadern dasselbe hinreichend weit von der Steinkante absteht, damit der Stein beim Bohren des Schraubenloches mittels des Stoßbohrers nicht ausbricht. Es werden deshalb die Schraubenmittel mindestens 180 bis 200 *mm* von der Steinkante, beziehungsweise von der Wandfläche des Mauerwerkes, abstehend zu zeichnen sein. Die Ankercanäle erhalten quadratischen Querschnitt mit 240 *mm* Quadratseite zum Einbringen der quadratischen oder länglichen Ankerplatten von 200 *mm* Breite.

8. Anforderungen des Betriebes. Bei bestimmtem Wasserzufluss entwickelt das Wasserrad eine bestimmte Arbeitsleistung und es ist deshalb nothwendig, die Schützenstellung bei wechselndem Kraftbedarf jeweilig nach dem erforderlichen Kraftbedarf zu regulieren. Dies geschieht selbstthätig vermittels des Regulators, welcher auf die Stellvorrichtung einwirkt. Hierzu dient gewöhnlich ein langsam gehender Centrifugal-Regulator, welcher bei normalem Gange der Transmission nicht in die Stellvorrichtung eingreift, dagegen bei schnellerem oder langsamerem Gange durch die Hülsenverschiebung den Antrieb der Stellvorrichtung nach der einen oder der entgegengesetzten Richtung einrückt.

Arbeitet das Wasserrad mit einer Dampfmaschine zusammen, so wird der Schützenregulator ausgerückt und die Regulierung für veränderlichen Kraftbedarf dem Regulator der Dampfmaschine allein überlassen.

Damit das Wasserrad nach seiner Abstellung nicht in Folge undichten Schlusses der Schütze zeitweilig in Gang kommt, ist es angezeigt, den Zuflusscanal für die Zeit des Stillstandes zu entleeren.

III. Die Turbinen.

1. Zweck und Arten der Turbinen. Die Turbinen dienen, wie die Wasserräder, zur Ausnützung der Wasserkräfte zum Fabriksbetriebe. Es sind jedoch im Gegensatze zu den Wasserrädern, leichtere und schneller laufende Wassermotoren, bei welchen das Aufschlagwasser in stetiger relativer Bewegung die Canäle des Rades durchfließt und hierbei nicht durch Stoß, sondern allein durch Druck oder durch seine lebendige Kraft (actuelle Energie oder kinetische Energie) wirkt.

Die allgemein gebräuchlichen Arten der Turbinen lassen sich nach verschiedenen Gesichtspunkten systematisch eintheilen. Man unterscheidet hiernach:

a) Nach der Art der Beaufschlagung:
   1. Achsialturbinen, d. i. solche, bei welchen das Wasser das Turbinenrad in der Richtung der Turbinenachse durchfließt.
   2. Radialturbinen, d. i. solche, bei welchen das Wasser das Turbinenrad in radialer Richtung von innen nach außen (Radialturbinen mit innerer Beaufschlagung) oder von außen nach innen durchfließt (Radialturbinen mit äußerer Beaufschlagung).

b) Nach dem Umfange der Beaufschlagung:
   1. Vollturbinen, d. i. solche, bei welchen das Laufrad am ganzen Umfange gleichzeitig beaufschlagt wird.
   2. Partialturbinen, d. i. solche, bei welchen nur einige Canäle an einer oder zwei gegenüber liegenden Stellen des Laufrades gleichzeitig beaufschlagt werden.

c) Nach der Gefällshöhe und damit im Zusammenhange stehenden Art der Wasserzuführung:
   1. Niederdruckturbinen, d. i. solche mit offenem Einlauf.
   2. Hochdruckturbinen, d. i. solche mit Röhreneinlauf, von 4 *m* Gefälle aufwärts.

d) Nach der Form der Schaufeln des Turbinenrades und der damit im Zusammenhange stehenden Wirkungsart des Wassers:

1. Reactionsturbinen oder Überdruckturbinen.
2. Actionsturbinen oder Druckturbinen.
3. Grenzturbinen oder Turbinen mit Haenel'schen Rückschaufeln, oder solche mit Kranzeinziehung oder Kranzeinschnürung.

e) Nach der Aufstellung und Construction der Lagerung der Turbinenwelle:

1. Turbinen mit verticaler Welle.
2. Turbinen mit horizontaler Welle.
3. Turbinen mit Unterwasserzapfen.
4. Turbinen mit Überwasserzapfen.

f) Nach der Aufstellung des Turbinenrades:

1. Freihängende Turbinen, bei welchen das Turbinenrad über dem Unterwasser in freier Luft läuft.
2. Turbinen im Unterwasser, bei welchen das Turbinenrad im Unterwasser läuft.
3. Rohrturbinen, d. i. Turbinen, bei welchen das Turbinenrad in einem Rohr (Saugrohr) eingeschlossen bis zu 7 *m* hoch über dem Unterwasserspiegel angebracht ist.

Gewöhnlich werden die Turbinen im Hinblick auf ihre Detailconstruction nach ihrem Constructeur benannt und man unterscheidet in dieser Beziehung als wichtigste Arten derselben folgende acht:

a) Achsialturbinen

1. Die Hentschel-Jonvalturbine oder kurzweg Jonvalturbine (Taf. XIV und Fig. 26 und 27, Text),
2. Die Girardturbine*) (Fig. 3 bis 7, Taf. XV),

---

*) Girardturbinen mit besonderen Detailconstructionen werden auch von Briegleb, Hansen & Co. in Gotha unter dem Namen Knop-Turbinen und andere von H. Queva & Comp. in Erfurt unter dem Namen Queva-Turbinen ausgeführt.

Die Fontaineturbine, welche wie die Girardturbine mit Ausweitung der Canäle (Fig. 5, Taf. XV), jedoch mit gleichzeitig bewegten verticalen Schiebern (in jedem Leitcanal ein Schieber) zur Regulierung bei veränderlicher Wassermenge ausgeführt war, übrigens einer freihängenden Jonvalturbine gleicht, ist nur mehr geschichtlich interessant. Von Fontaine wurde übrigens auch der Überwasserzapfen angewendet und daher ist noch die Bezeichnung: Fontain'scher Überwasserzapfen.

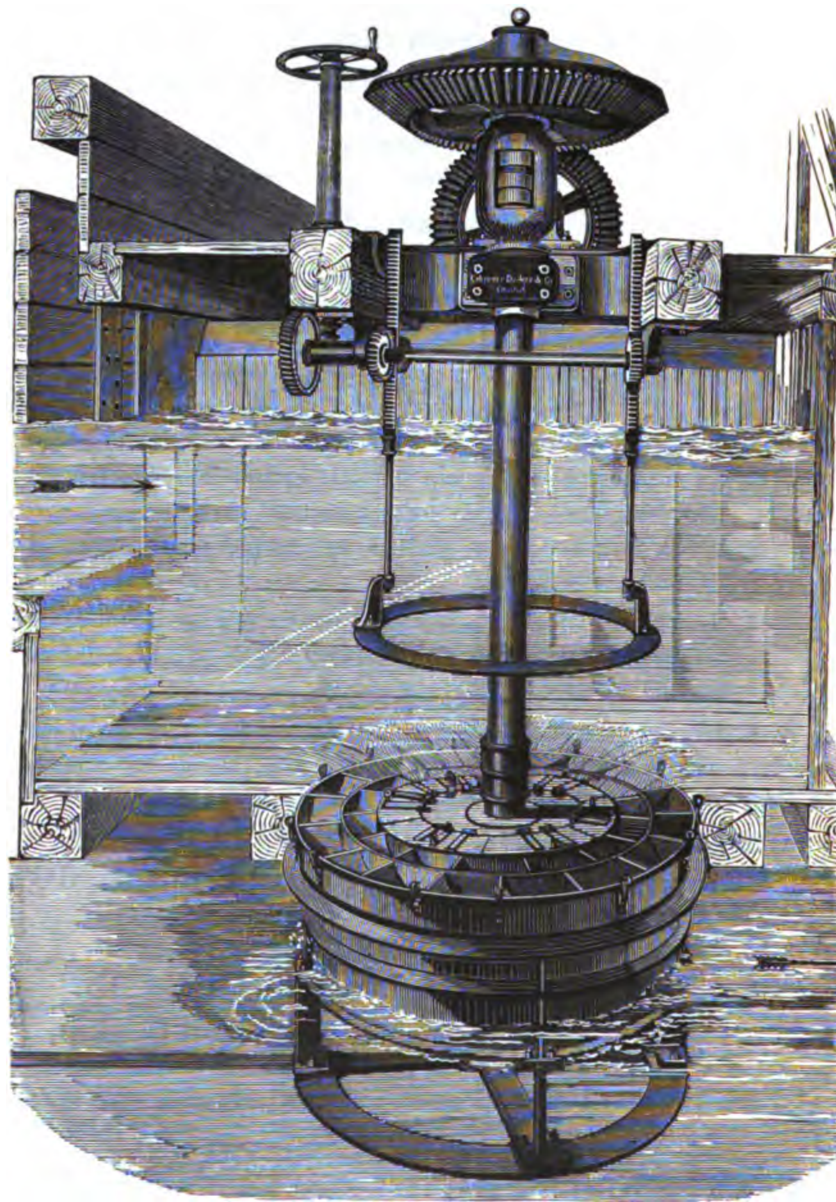


Fig. 26. Jonvalturbine für Gefälle bis 5 *m*.

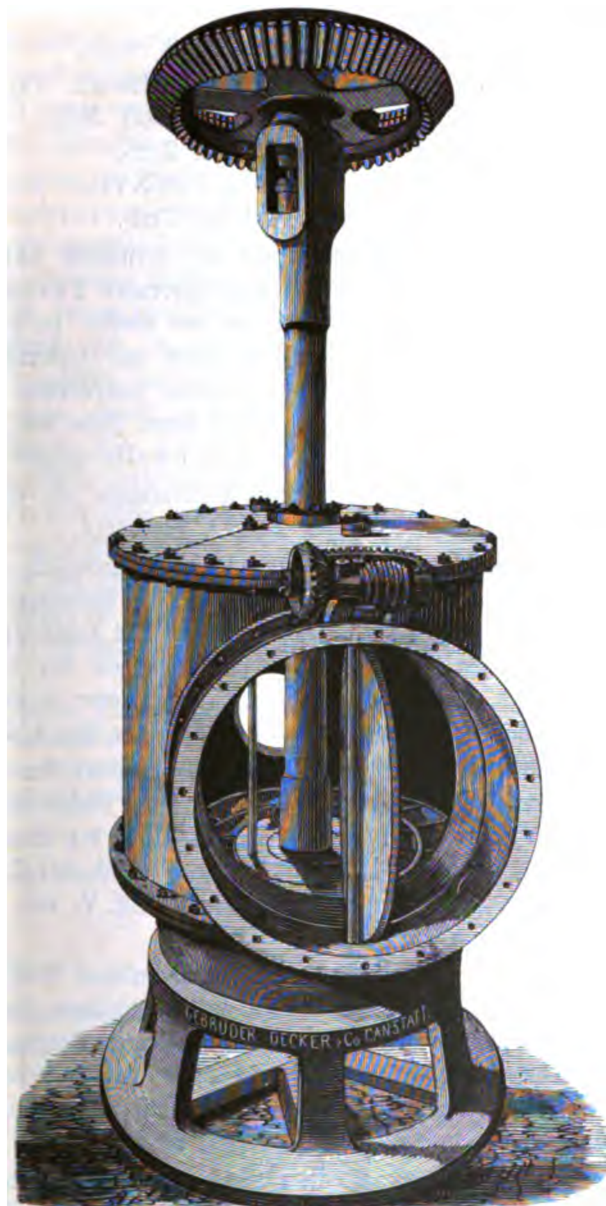


Fig. 27. Jonvalturbine für Gefälle von mehr als 5 *m*.

b) Radialturbinen
1. Die Fourneyronturbine (Fig. 37 und 38, Text),
2. Die Nagel & Kaemp-Turbinen (Fig. 39 bis 49, Text),
3. Die Schwamkrugturbine (Fig. 1 bis 4, Taf. XX),
4. Die Francisturbine (Fig. 52 und 53, Text),
5. Die Lejeuneturbine (Fig. 1 und 2, Taf. XVI),
6. Das Tangentialrad (Fig. 54 und 55, Text).

2. Haupttheile der Turbinen. Jede der vorstehend aufgezählten 8 Arten der Turbinen hat einen entsprechend geformten Leitapparat (Leitrad) mit Leitschaufeln, durch welche das Wasser in bestimmter Richtung in das Turbinenrad geleitet wird und letzteres enthält zwischen seinen Kränzen die entsprechend geformten gusseisernen oder aus Stahlblech hergestellten Schaufeln und ist mit seiner Nabe auf die volle schmiedeiserne oder hohle gusseiserne Turbinenwelle aufgekeilt.

Zwischen dem Leitapparate und dem Turbinenrade ist ein kleiner Zwischenraum von 3 bis 4 *mm*, der Spalt, vorhanden.

Der Leitapparat ist entweder in dem offenen, gewöhnlich aus Holz hergestellten Turbinenkasten eingehängt, wie bei der Niederdruckturbine, Fig. 3, Taf. XIV, und Fig. 26, Text, oder in dem geschlossenen, gewöhnlich aus Gusseisen hergestellten Turbinenkasten, wie bei der Hochdruckturbine, Fig. 2, Taf. XIV, und Fig. 27, Text, oder er ist frei an den Rohrauslauf angeschlossen, wie bei der Partialturbine, Fig. 4, Taf. XV.

Zum Anlassen und Abstellen der Turbine ist entweder eine Schütze am Ende des Zuflusscanals vorhanden, wie bei der Niederdruckturbine Fig. 3, Taf. XV, oder eine Ringschütze am Ende des Saugrohres, wie bei der Rohrturbine, Fig. 1, Taf. XIV, oder endlich eine Drosselklappe, und zwar im Druckrohr, wie in Fig. 1, Taf. V, und Fig. 27, Text, gezeichnet oder im Saugrohr.

Zur Regulierung der Turbinen für veränderlichen Wasserzufluss und bei veränderlichem Kraftbedarf dienen bei Vollturbinen die vorgenannten Schützen, bei nur zeitweilig voll beaufschlagten Turbinen, sowie bei Partialturbinen aber besondere Vorrichtungen mit Schiebern oder Klappen, vermittels welcher nach Bedarf der Wasserfluss zu einigen oder mehreren Canälen des Leitapparates abgesperrt werden kann.

3. Schaufelconstruction. Es ist zunächst mit Bezug auf die Cotierung in Fig. 4 bis 7, Taf. XIV, und Fig. 6 bis 8, Taf. XV, festzustellen, unter welchem Winkel α die Leitradschaufeln die Radebene oder

bei Radialturbinen die Tangente an den Radkreis schneiden, ferner, unter welchem Winkel β die Laufradschaufeln die Radebene (oder bei Radialturbinen die Tangente an den Radkreis) an der Eintrittsstelle des Wassers und endlich unter welchem Winkel δ sie die Radebene (oder bei Radialturbinen die Tangente an den Radkreis) an der Austrittsstelle schneiden.

Bezüglich des Winkels β ist zuerst maßgebend, ob die Turbine eine Reactionsturbine ist (Fig. 4 bis 7, Taf. XIV), bei welcher das Wasser nicht mit der seiner Druckhöhe entsprechenden, sondern mit einer geringeren absoluten Geschwindigkeit aus dem Leitapparat in das Laufrad eintritt, indem die Canäle des letzteren sich von der Eintrittsstelle des Wassers zur Austrittsstelle hin continuierlich verengen, also $\beta \geqq 90^\circ$ ergeben, bei welchen sohin in Folge der voll gefüllten Canäle eine Reaction eintritt, oder ob die Turbine eine Actionsturbine (Fig. 5 bis 8, Taf. XV) ist, bei welcher das Wasser mit der ganzen, seiner Druckhöhe entsprechenden Geschwindigkeit frei aus dem Leitapparat in das Laufrad fließt und somit seine Wirkung nur durch seine lebendige Kraft (actuelle Energie oder kinetische Energie) ausübt, bei welcher ferner die Canäle des Laufrades sich zuerst erweitern und dann erst gegen die Austrittsstelle zu verengen, somit $\beta < 90^\circ$ und zwar annähernd $\beta = 2\alpha$*) ist und die Canäle nicht mit Wasser voll gefüllt sind.

---

*) Wenn man den Überdruck x (in Meter Wassersäulenhöhe) im Spalt (Spaltenüberdruck) in Betracht zieht, so erhält man hiefür, wenn annähernd die ganze Gefällshöhe H als Druckhöhe angenommen wird, c die absolute Austrittsgeschwindigkeit des Wassers aus dem Leitapparat und $g = 9{,}81$ die Acceleration der Schwere bezeichnet,

$$x = H - \frac{c^2}{2g}$$

Es ist nun für Actionsturbinen annähernd

$$H = \frac{c^2}{2g}$$

und somit

$$x = 0$$

d. h. es findet hierbei kein Spaltenüberdruck statt.

Dagegen ist für Reactionsturbinen

$$H > \frac{c^2}{2g}$$

und es findet somit ein Spaltenüberdruck

$$x = H - \frac{c^2}{2g} \quad \ldots\ldots\ldots\ldots\ldots \quad (1$$

statt, so dass in Folge dessen durch den Spalt Wasser verspritzt würde, wenn derselbe in die freie Luft münden würde und keine Abdichtung vorhanden wäre.

Bezüglich des Zusammenhanges der Winkel α und β und der Umfangsgeschwindigkeit v des Rades ist maßgebend, dafs der Eintritt des Wassers in das Laufrad ohne Stoß erfolgt, wofür sich die Bedingung ergibt, dafs die absolute Eintrittsgeschwindigkeit c des Wassers in das Rad, die Resultierende sein mufs von der relativen Geschwindigkeit w, mit welcher das Wasser den Schaufeln des Laufrades entlang in die

---

Es ergibt sich ferner mit den Bezeichnungen nach Fig. 5 bis 7, Taf. XIV und XV, für Achsialturbinen

$$\frac{w_1^2}{2g} = \frac{w^2}{2g} + \left(H - \frac{c^2}{2g}\right) \quad \ldots\ldots\ldots\ldots (2$$

und hieraus

$$w_1^2 = w^2 - c^2 + 2g\,H \quad \ldots\ldots\ldots\ldots (2a$$

weil hierbei ein Zuwachs an Geschwindigkeit durch den Spaltüberdruck erfolgt, für Radialturbinen

$$\frac{w_1^2}{2g} = \frac{w^2}{2g} + \left(H - \frac{c^2}{2g}\right) + \left(\frac{v_1^2}{2g} - \frac{v^2}{2g}\right) \quad \ldots\ldots\ldots (3$$

und hieraus

$$w_1^2 = w^2 - c^2 + v_1^2 - v^2 + 2g\,H \quad \ldots\ldots\ldots\ldots (3a$$

weil hierbei nicht allein durch den Spaltüberdruck ein Zuwachs an Geschwindigkeit erfolgt, sondern auch durch die Centrifugalkraft bei innerer Beaufschlagung ein Zuwachs an Geschwindigkeitshöhe $\left(\frac{v_1^2}{2g} - \frac{v^2}{2g}\right)$ bei äußerer Beaufschlagung hingegen eine Abnahme an Geschwindigkeitshöhe $-\left(\frac{v^2}{2g} - \frac{v_1^2}{2g}\right) = \left(\frac{v_1^2}{2g} - \frac{v^2}{2g}\right)$

Setzt man nun nach obiger Gl. (244

$$w_1 = v_1$$

so ergibt die Gl. (3a

$$v^2 = w^2 - c^2 + 2g\,H \quad \ldots\ldots\ldots\ldots (4$$

und durch Substitution des Wertes für w^2 aus obiger Gl. (239 erhält man hieraus

$$c = \frac{2g\,H}{2v\,.\cos\alpha} \quad \ldots\ldots\ldots\ldots (5$$

und wenn man diesen Wert in obige Gl. (236 substituiert, ergibt sich ferner immer annähernd

$$v = \sqrt{\frac{2g\,H}{2\,.\,\frac{\sin\beta\,.\cos\alpha}{\sin(\beta-\alpha)}}} \quad \ldots\ldots\ldots\ldots (6$$

Hierbei ist immer der Spaltenüberdruck

$$x = H - \frac{c^2}{2g}$$

wie in Gl. (1 angegeben, also

$$H > \frac{c^2}{2g}$$

Canäle desselben einfließen soll, und der Umfangsgeschwindigkeit v des Rades an der Eintrittsstelle, wie in den Geschwindigkeitsparallelogrammen Fig. 5, Taf. XIV, und Fig. 6, Taf. XV, gezeichnet und cotiert. ($\overline{Mv} = v$; $\overline{Mc} = c$; $\overline{Mw} = w$.)

Bezüglich der Größe des Winkels δ endlich ist maßgebend, daſs die absolute Austrittsgeschwindigkeit c_1 des Wassers aus dem Turbinenrade, welche sich als die Resultierende der relativen Geschwindigkeit w_1, mit welcher das Wasser den Schaufeln entlang aus dem Turbinenrade austritt, und der Umfangsgeschwindigkeit v_1 des Rades an der Austrittsstelle ergibt, entsprechend klein ausfallen und möglichst nahe normal zur Radebene (oder Tangente an den Radkreis bei Radialturbinen) stehen soll (Fig. 5, Taf. XIV, und Fig. 6, Taf. XV; $\overline{M_1 v_1} = v_1$; $\overline{M_1 w_1} = w_1$; $\overline{M_1 c_1} = c_1$). Es wird deshalb δ so klein gemacht, als mit Rücksicht auf den Wasserausfluſs noch zulässig und zu diesem Zwecke die insbesondere bei Girardturbinen gebräuchliche Ausweitung der Canäle angewendet, wie in Fig. 5, Taf. XV, gezeichnet, um mit einem möglichst kleinen Winkel δ den hinreichend großen Austrittsquerschnitt zu erzielen.

Als den Zusammenhang zwischen den Winkeln α, β und δ, den Halbmessern r und r_1 und den Radbreiten b_1 und b_2 für Radialturbinen (Fig. 38 und 50 bis 53, Text) beziehungsweise a_1 und a_2 für Achsialturbinen (Fig. 4 bis 7, Taf. XIV, und Fig. 5 bis 8, Taf. XV) gilt annähernd:

Soll nun der Spaltenüberdruck gleich Null sein, so ist immer wieder annähernd

$$H = \frac{c^2}{2g} \quad \ldots \ldots \quad (7$$

und wenn man hierin für c sich ergebenden Wert aus obiger Gl. (236 substituiert, so erhält man

$$H = \frac{c^2}{2g} \cdot \frac{\sin^2 \beta}{\sin^2 (\beta - \alpha)} \quad \ldots \ldots \quad (8$$

und durch Substitution des Wertes für v^2 aus Gl. (6 in Gl. (8 und Reduction

$$\frac{\sin \beta}{2 \cdot \cos \alpha \cdot \sin (\beta - \alpha)} = 1 \quad \ldots \ldots \quad (9$$

woraus sich wie oben angegeben

$$\beta = 2\alpha \quad \ldots \ldots \quad (10$$

als Bedingung für die Actionsturbinen ergibt; während aus der Bedingung

$$H > \frac{c^2}{2g}$$

folgt

$$\beta > 2\alpha \quad \ldots \ldots \quad (10a$$

als Bedingung für die Reactionsturbinen.

a) für Radialturbinen mit Ausweitung (Fig. 50 bis 53, Text, und Fig. 1 bis 4, Taf. XX).

$$\sin \delta = \left(\frac{r}{r_1}\right)^2 \cdot \left(\frac{b_1}{b_2}\right) \cdot \frac{1}{\operatorname{cotg} \alpha - \operatorname{cotg} \beta} \quad \text{. . . . . (229*)}$$

---

*) Wenn von der Schaufeldicke abgesehen wird, erhält man mit den Bezeichnungen wie in Fig. 88, Text, und Fig. 5, Taf. XV, cotiert, wonach

e_1 die Schaufeltheilung an der Eintrittsstelle,
e_2 die Schaufeltheilung an der Austrittsstelle,
b_1 die achsiale Radbreite an der Eintrittsstelle,
b_2 die achsiale Radbreite an der Austrittsstelle.
r den Radhalbmesser an der Eintrittsstelle,
r_1 den Radhalbmesser an der Austrittsstelle,
s_1 die normale Canalweite an der Eintrittsstelle,
s_2 die normale Canalweite an der Austrittsstelle,
w die relative Eintrittsgeschwindigkeit,
w_1 die relative Austrittsgeschwindigkeit
$i_1 = \frac{2 \cdot \pi \cdot r}{e_1}$ die Anzahl der Schaufeln des Turbinenrades,
$F_1 = i_1 \cdot s_1 \cdot b_1$ den Durchflussquerschnitt an der Eintrittsstelle für die relative Geschwindigkeit w,
$F_2 = i_1 \cdot s_2 \cdot b_2$ den Durchflussquerschnitt an der Austrittsstelle für die relative Geschwindigkeit w_1,
Q die pro Secunde durchfließende Wassermenge in Kubikmeter,

bezeichnen, die Gleichungen:

$$s_1 = i_1 \cdot e_1 \cdot \sin \beta$$
$$s_2 = i_1 \cdot e_2 \cdot \sin \delta$$
$$F_1 = i_1 \cdot e_1 \cdot b_1 \cdot \sin \beta$$
$$F_2 = i_1 \cdot e_2 \cdot b_2 \cdot \sin \delta$$
$$Q = F_1 \cdot w = i_1 \cdot e_1 \cdot b_1 \cdot w \cdot \sin \beta$$
$$Q = F_2 \cdot w_1 = i_1 \cdot e_2 \cdot b_2 \cdot w_1 \cdot \sin \delta$$

und hiermit

$$\sin \delta = \left(\frac{e_1}{e_2}\right) \cdot \left(\frac{b_1}{b_2}\right) \cdot \left(\frac{w}{w_1}\right) \cdot \sin \beta \quad \text{. . . . . (1}$$

Berücksichtigt man nun, dass nach obiger Gl. (246

$$v = \left(\frac{r}{r_1}\right) \cdot v_1$$

und nach Gl. (238

$$w = v \cdot \frac{\sin \alpha}{\sin (\beta - \alpha)} = \left(\frac{r}{r_1}\right) \cdot v_1 \cdot \frac{\sin \alpha}{\sin (\beta - \alpha)}$$

und ferner auch

$$\frac{e_1}{e_2} = \frac{r}{r_1}$$

b) für Radialturbinen ohne Ausweitung (Fig. 37 bis 49, Text)

$$\sin \delta = \left(\frac{r}{r_1}\right)^2 \cdot \frac{1}{\operatorname{cotg} \alpha - \operatorname{cotg} \beta} \quad \text{(230}$$

c) für Achsialturbinen mit Ausweitung (Fig. 5 bis 8, Taf. XV)

$$\sin \delta = \left(\frac{a_1}{a_2}\right) \cdot \frac{1}{\operatorname{cotg} \alpha - \operatorname{cotg} \beta} \quad \text{(231}$$

d) für Achsialturbinen ohne Ausweitung (Fig. 4 bis 7, Taf. XIV)

$$\sin \delta = \frac{1}{\operatorname{cotg} \alpha - \operatorname{cotg} \beta} \quad \text{(232}$$

---

endlich nach obiger Gl. (244

$$w_1 = v_1$$

ist, und substituiert diese Werte in die Gl. (1, so erhält man

$$\sin \delta = \left(\frac{r}{r_1}\right)^2 \cdot \left(\frac{b_1}{b_2}\right) \cdot \frac{\sin \alpha \,.\, \sin \beta}{\sin (\beta - \alpha)} \quad \text{(2}$$

Nun ist aber nach den Regeln der Goniometrie

$$\sin (\beta - \alpha) = \sin \beta \cos \alpha - \cos \beta \sin \alpha \quad \text{(3}$$

und hiermit

$$\frac{\sin \alpha \,.\, \sin \beta}{\sin (\beta - \alpha)} = \frac{1}{\operatorname{cotg} \alpha - \operatorname{cotg} \beta}$$

und wenn man diesen Wert in Gl. (3 substituiert, so erhält man obige Gl. (229, nämlich

$$\sin \delta = \left(\frac{r}{r_1}\right)^2 \cdot \left(\frac{b_1}{b_2}\right) \cdot \frac{1}{\operatorname{cotg} \alpha - \operatorname{cotg} \beta} \quad \text{(4}$$

für Radialturbinen ohne Ausweitung ist hierin

$$b_1 = b_2$$

zu setzen und man erhält hiermit obige Gl. (230, nämlich

$$\sin \delta = \left(\frac{r}{r_1}\right)^2 \cdot \frac{1}{\operatorname{cotg} \alpha - \operatorname{cotg} \beta} \quad \text{(5}$$

Für Achsialturbinen mit Ausweitung (Fig. 5 bis 8, Taf. XVI) treten in Gl. (4 die radialen Weiten a_1 und a_2 an die Stelle der achsialen Weiten b_1 und b_2, ferner ist hiefür

$$r = r_1 = R$$

und man erhält hiermit aus Gl. (4 obige Gl. (231, nämlich

$$\sin \delta = \left(\frac{a_1}{a_2}\right) \cdot \frac{1}{\operatorname{cotg} \alpha - \operatorname{cotg} \beta} \quad \text{(6}$$

Endlich ist für Achsialturbinen ohne Ausweitung (Fig. 4 bis 7, Taf. XV) in Gl. (6 zu setzen

$$a_1 = a_2$$

und erhält man hiermit obige Gl. (232, nämlich

$$\sin \delta = \frac{1}{\operatorname{cotg} \alpha - \operatorname{cotg} \beta} \quad \text{(7}$$

Für Actionsturbinen (Fig. 6, Taf. XV, Fig. 50 und 51, Text, und Fig. 7, Taf. XIII) ist

$$\beta = 2\alpha$$

und wenn man diesen Wert in die vorstehenden Gl. (229 bis (232 substituiert, erhält man der Reihe nach speciell für Actionsturbinen folgende Gleichungen:

a) für Radialturbinen mit Ausweitung

$$\sin\delta = \left(\frac{r}{r_1}\right)^2 . \left(\frac{b_1}{b_2}\right) . \sin 2\alpha \quad \ldots\ldots\ldots\ldots \quad (233$$

b) für Radialturbinen ohne Ausweitung

$$\sin\delta = \left(\frac{r}{r_1}\right)^2 . \sin 2\alpha \quad \ldots\ldots\ldots\ldots \quad (234$$

c) für Achsialturbinen mit Ausweitung

$$\sin\delta = \left(\frac{a_1}{a_2}\right) . \sin 2\alpha \quad \ldots\ldots\ldots\ldots \quad (235$$

Bei Achsialturbinen erfolgt die Schaufelconstruction für die vorgenannten Winkel α, β und δ zunächst in dem sogenannten developierten Schaufelplane, d. i. in demjenigen abgewickelten Cylinderschnitt, welchen eine Cylinderfläche vom mittleren Halbmesser R (Fig. 4, Taf. XIV, und Fig. 5, Taf. XV) des Turbinenrades ergibt, wie in Fig. 5 und hiernach in Fig. 6, Taf. XIV, gezeichnet und hieraus wird die Form der Schaufelcurven am inneren Kranze (Fig. 7, Taf. XIV, und Fig. 8, Taf. XV) des Turbinenrades und ebenso am äußeren Kranze desselben nach den Regeln der darstellenden Geometrie entwickelt, indem die Schaufelflächen als windschiefe Flächen gebildet werden, deren Erzeugende senkrecht zur Radachse steht und deren Leitlinien die Schaufelcurven des developierten Schaufelplanes (Cylinderschnitt vom mittleren Halbmesser R) und die Radachse sind. Für die Herstellung der Turbine müssen diese Schnitte in Naturgröße gezeichnet werden.

Es ergibt sich nun aus den Geschwindigkeits-Parallelogrammen allgemein der Zusammenhang

a) für den Eintritt des Wassers

$$v = c . \frac{\sin(\beta - \alpha)}{\sin\beta} \quad \ldots\ldots\ldots\ldots \quad (236$$

$$c = v . \frac{\sin\beta}{\sin(\beta - \alpha)} \quad \ldots\ldots\ldots\ldots \quad (237$$

$$w = v \cdot \frac{\sin \alpha}{\sin(\beta - \alpha)} \quad \ldots \ldots \ldots \ldots \ldots \ldots \quad (238$$

$$w^2 = c^2 + v^2 - 2 . c . v . \cos \alpha \quad \ldots \ldots \ldots \ldots \quad (239$$

b) **für den Austritt des Wassers**, damit c_1 und der damit im Zusammenhange stehende Effectverlust möglichst klein wird,

$$w_1{}^2 = c_1{}^2 + v_1{}^2 \quad \ldots \ldots \ldots \ldots \ldots \ldots \quad (240$$

$$v_1 = w_1 . \cos \delta \quad \ldots \ldots \ldots \ldots \ldots \ldots \quad (241$$

$$c_1 = w_1 . \sin \delta \quad \ldots \ldots \ldots \ldots \ldots \ldots \quad (242$$

und annähernd für

$$c_1 = 0 \quad \ldots \ldots \ldots \ldots \ldots \ldots \ldots \ldots \quad (243$$

$$w_1 = v_1 \quad \ldots \ldots \ldots \ldots \ldots \ldots \ldots \ldots \quad (244$$

und δ möglichst klein.

Hierbei ist für **Achsialturbinen**,

$$v_1 = v \quad \ldots \ldots \ldots \ldots \ldots \ldots \ldots \ldots \quad (245$$

weil hier der Austritt des Wassers, sowie der Eintritt desselben an den Schaufelcurven des developierten Schaufelplanes im Cylinderschnitt vom mittleren Halbmesser R in Betracht steht.

Hingegen ist für **Radialturbinen**

$$v_1 = \left(\frac{r_1}{r}\right) . v \quad \ldots \ldots \ldots \ldots \ldots \ldots \quad (246$$

wenn r den Halbmesser des Radkreises an der Eintrittsstelle und r_1 den Halbmesser des Rades an der Austrittsstelle bezeichnet, wie in Fig. 38, Text, Fig. 7, Taf. XIII, und Fig. 5, Taf. XX, cotiert.

Man erhält gute Verhältnisse, wenn man die Winkel α, β, δ innerhalb folgender Grenzen nimmt u. zw.:

a) **für Reactionsturbinen** innerhalb der Grenzen

$$H = 0{,}75\ m \text{ bis } 12\ m \text{ und } Q > 1\ m^3 \quad \ldots \ldots \quad (247$$

$$\alpha = 15 \text{ bis } 24^0 \quad \ldots \ldots \ldots \ldots \ldots \ldots \quad (248$$

$$\beta = 90 \text{ bis } 120^0 \quad \ldots \ldots \ldots \ldots \ldots \ldots \quad (249$$

$$\delta = 13 \text{ bis } 24^0 \quad \ldots \ldots \ldots \ldots \ldots \ldots \quad (250$$

wobei für größere Gefälle und kleinere Wassermengen die kleineren Werte für α und δ gelten und umgekehrt;

b) **für Actionsturbinen** innerhalb der Grenzen

$$H = 0{,}75 \text{ bis } 14\ m \text{ und } Q > 1\ m^3 \quad \ldots \ldots \quad (251$$

$$\alpha = 15 \text{ bis } 30^0 \quad \ldots \ldots \ldots \ldots \ldots \ldots \quad (252$$

$$\beta = 2\alpha \quad \ldots \ldots \ldots \ldots \ldots \ldots \ldots \ldots \quad (253$$

$$\delta = 13 \text{ bis } 28^0 \quad \ldots \ldots \ldots \ldots \ldots \ldots \quad (254$$

wobei wieder für größere Gefälle und kleinere Wassermengen die kleineren Werte von α und δ gelten und umgekehrt;

c) für achsiale Partialturbinen (Girardturbinen) innerhalb der Grenzen

$H = 5$ bis $100\ m$ und $Q < 1\ m^3$ . . . . (255

$\alpha = 13$ bis 20° . . . . (256

$\beta = 2\alpha$ . . . . (257

$\delta = 12$ bis 18° . . . . (258

d) für radiale Partialturbinen mit innerer Beaufschlagung (Schwamkrugturbinen)

$\alpha = 22$ bis 30° . . . . (259

$\beta = 2\alpha$ . . . . (260

$\delta = 12$ bis 18° . . . . (261

e) für radiale Partialturbinen mit äußerer Beaufschlagung (Tangentialrad mit Ausweitung als Girardturbinen)

$\alpha = 12$ bis 16° . . . . (262

$\beta = 2\alpha$ . . . . (263

$\delta = 15$ bis 24° . . . . (264

Ist nun die Schaufeltheilung bestimmt und die Größe der Winkel α, β und δ festgesetzt, so erfolgt die Schaufelconstruction für das Turbinenrad am einfachsten mittels eines Kreisbogens, dessen Tangente an der Eintrittsstelle mit der Radebene bei Achsialturbinen beziehungsweise Tangente an den Radkreis bei Radialturbinen, den Winkel β einschließt und an der Austrittsstelle sich in dem Punkte, in welchem die unter dem Winkel δ gezogene Gerade bei Achsialturbinen, beziehungsweise der an ihre Stelle tretende Kreisbogen bei Radialturbinen von der dazu Normalen des nächstfolgenden Schaufeltheilungspunktes getroffen wird, daran anschließt. Für die Schaufeln des Leitapparates gilt dieselbe Construction, nur ist 90° statt β und α statt δ zu nehmen.

In Fig. 5, Taf. XIV, und Fig. 6, Taf. XV, ist die Schaufelconstruction für Achsialturbinen gezeichnet.

Man erhält hierzu den Mittelpunkt des Krümmungskreises O für das Schaufelstück CD, wenn man mit den darin cotierten Bezeichnungen, wobei $\sphericalangle OCD = \varphi$ gesetzt und $AB = e_2$ die Schaufeltheilung an der Austrittsstelle ist,

$$\varphi = \frac{1}{2}(\beta + \delta) \quad \ldots\ldots\ldots\ldots\ldots \quad (265^*)$$

macht und auf die dadurch erhaltene Sehne CD des Kreisbogens in ihrem Halbierungspunkte E eine Senkrechte errichtet. Es besteht mithin die Schaufelform aus der Geraden Linie AC und dem sich daran im Punkte C tangierend anschließenden Kreisbogen CD. Beim Leitapparat fällt O' in die Radebene, wie ebenfalls in Fig. 5, Taf. XIV, und Fig. 6, Taf. XV, zu ersehen, in welcher $A'B' = e$; $B'C' \perp A'C'$ und $O'D' = O'C'$ der Krümmungshalbmesser ist. Zu dieser so erhaltenen Schaufelcurve wird in der Richtung von v in der Entfernung gleich der Schaufeldicke δ eine Äquidistante gezogen und die Schaufel nach der Eintrittsstelle am Rücken zugespitzt, wie in Fig. 5, Taf. XIV, und Fig. 6, Taf. XV, gezeichnet ist.

In Fig. 6, Taf. XIII, ist die Schaufelconstruction für Radialturbinen mit innerer Beaufschlagung gezeichnet.

---

*) Macht man in Fig. 5, Taf. XIV, und Fig. 6, Taf. XV, $AB = e_2$ gleich der Schaufeltheilung an der Austrittsstelle, $\sphericalangle BAC = \delta$; $BC \perp AC$, so ist C der Anschlusspunkt des Krümmungskreises und in der Verlängerung der Geraden BC liegt der Krümmungsmittelpunkt O. Zieht man nun die Gerade CD so, dass selbe mit der Geraden CO den Winkel

$$DCO = \varphi = {}^1/_2 . (\beta + \delta)$$

einschließt, so ist CD schon die Sehne desjenigen Kreises, dessen Tangente im Punkte D den Winkel β mit der Radebene einschließt und die Senkrechte OE im Halbierungspunkte E dieser Sehne ergibt, in ihrem Schnittpunkte mit der Geraden BCO schon den gesuchten Mittelpunkt O und es ist $OC = OD$ der gesuchte Krümmungshalbmesser des Schaufelkreises. Man erhält nämlich, wenn man noch die Gerade $OF \perp AB$ durch O zieht,

$$\sphericalangle BOF = \delta$$
$$\sphericalangle DOF = 180^\circ - \beta$$

und somit

$$\sphericalangle COD = \sphericalangle DOF - BOF = 180^\circ - \beta - \delta$$

also weiter weil das $\triangle DCO$ gleichschenklig ist

$$\sphericalangle EOC = {}^1/_2 \sphericalangle DOC = \frac{1}{2}(180 - \beta - \delta) = 90^\circ - \frac{1}{2}(\beta + \delta)$$

Nun ist aber aus dem bei E rechtwinkligen $\triangle EOC$ auch

$$\sphericalangle ECO = 90^\circ - \sphericalangle EOC$$

d. h.

$$\varphi = \frac{1}{2}(\beta + \delta)$$

wie oben in Gl. (265 angegeben.

Es besteht hierbei die Schaufelform aus dem Kreisbogen AC, an welchen sich jener CD mit gemeinschaftlicher Tangente im Punkte C anschließt.

Man erhält zunächst den Mittelpunkt K für den Kreisbogen AO, indem man macht:

$AB = e_2 =$ Schaufeltheilung an der Austrittsstelle,
$AP = r_1 =$ Halbmesser des Turbinenrades an der Austrittsstelle,

$BM \perp BP$
$\sphericalangle NBM = \delta$
$AT \perp AP$
$\sphericalangle SAT = \delta$
$BV \perp BN$
$AU \perp AS$

Der sich auf diese Weise ergebende Schnittpunkt K der beiden Geraden BV und AU ist der Krümmungsmittelpunkt für das Kreisbogenstück AC, dessen Tangente in C parallel ist zu jener BN an das letzte Schaufelelement unter dem Winkel δ im Punkte B.

Den an AU und BV tangierenden Hilfskreis mit dem Mittelpunkte in P tangieren auch die Mittelpunktslinien für die übrigen Schaufeltheilungspunkte und $AK = \varrho_1$ ist der zugehörige Krümmungshalbmesser für alle Radschaufeln.

Bezeichnet man ferner den sich zwischen der geraden Verbindungslinie CP und CK ergebenden Winkel, welcher von δ nur sehr wenig verschieden ist, mit δ' also

$$\sphericalangle KCP = \delta'$$

verlängert die CP über P hinaus nach W und zieht die Gerade PX, indem man den Winkel $WPX = \varphi$ und zwar

$$\varphi = \beta - \delta' \quad \ldots\ldots \quad (266^*)$$

---

*) Zieht man $DQ \perp DP$ und $DR \perp DO$ so ist

$$\sphericalangle QDR = \beta \quad \ldots\ldots \quad (1$$

und weil die Verlängerung DY von DP ebenfalls senkrecht steht auf DQ und DZ die verlängerte Gerade DO ist, so ist auch

$$\sphericalangle YDZ = \beta \quad \ldots\ldots \quad (2$$

mithin

$$\sphericalangle ZDP = \omega = 180^\circ - \beta \quad \ldots\ldots \quad (3$$

Auf der rechten Seite der Geraden LDC ist nun die Winkelsumme nach der Cotierung

$$\varepsilon + \omega + q = 180^\circ \quad \ldots\ldots \quad (4$$

Weil nun das Dreieck COD gleichschenklig ist (wegen $CO = DO$), so sind darin die Winkel bei C und D einander gleich, also

$$\mu + \delta' = \varepsilon \quad \ldots\ldots \quad (5$$

Ebenso sind in dem gleichschenkligen Dreiecke PDL die Winkel bei D und L einander gleich, also

$$q = p \quad \ldots\ldots \quad (6$$

macht, verbindet den sich hiebei ergebenden Schnittpunkt L mit C durch die den inneren Radkreis im Punkte D schneidende Gerade LC, so ist CD die Sehne des gesuchten Kreisbogens und der Krümmungsmittelpunkt liegt im Schnittpunkte O der im Halbierungspunkte E zur Sehne CD senkrechten Geraden FG und jener CK, in welcher dieser Mittelpunkt liegen muss, damit der Kreisbogen CD aus O mit jenem AC aus K im Punkte C eine gemeinschaftliche Tangente aufweist.

Die Krümmungsmittelpunkte für die übrigen Schaufeln liegen in dem mit dem Mittelpunkte in P durch O gezogenen Hilfskreise und der Krümmungshalbmesser für den Kreisbogen CD ist $\varrho_2 = OC$.

Zu der so erhaltenen Schaufelcurve wird bei Anwendung von Blechschaufeln wieder in der Richtung von v in der Entfernung gleich der Schaufeldicke σ eine Äquidistante gezogen und die Schaufel nach der Eintrittsstelle am Rücken zugespitzt, wie an einigen Schaufeln in Fig. 6, Taf. XIII, gezeichnet ist. Bei gusseisernen Turbinenradschaufeln wird die Schaufeldicke σ, für welche die Weite des normalen Ausflussquerschnittes berechnet ist, hauptsächlich im Punkte C einzuhalten sein, gegen den Austrittspunkt A hin, aber parallel zu BN verstärkt werden können. Bei Actionsturbinen kann diese Verstärkung auch von C gegen D hin platzgreifen.

Für die sogenannten Grenzturbinen oder Turbinen mit Haenel-schen Rückschaufeln, bei welchen der Schaufelrücken so geformt ist, dass die Canäle voll gefüllt sind, obwohl die Vorderseite derselben wie die Schaufelfläche der Actionsturbinen gebildet ist, oder bei Turbinen mit

---

Ferner ist in dem Dreiecke CPL die Winkelsumme

$$\mu + p + \psi = 180^\circ \quad \text{. . . . . (7}$$

und endlich

$$\varphi = 180^\circ - \psi \quad \text{. . . . . (8}$$

Substituiert man nun in (8 für ψ seinen Wert aus (7 so erhält man

$$\varphi = 180^\circ - 180^\circ + \mu + p = \mu + p$$

und weiter wenn man für p seinen Wert aus (6 substituiert

$$\varphi = \mu + q$$

und wenn ferner für μ sein Wert aus (5 substituiert wird

$$\varphi = q + \varepsilon - \delta'$$

Wird hierin für $q + \varepsilon$ der sich aus Gl. (4 ergebende Wert substituiert, so ergibt sich

$$\varphi = 180^\circ - \omega - \delta'$$

und endlich, wenn für ω dessen Wert aus (3 eingesetzt wird

$$\varphi = 180^\circ - 180^\circ + \beta - \delta' = \beta - \delta'$$

also

$$\varphi = \beta - \delta'$$

wie oben in Gl. (266 angegeben ist.

Einziehung des Kranzes, welche wie die Reactionsturbinen voll beaufschlagt im Unterwasser laufen,*) als auch mit partieller Beaufschlagung wie die Actionsturbinen arbeiten können, gelten ebenfalls die Angaben wie für Actionsturbinen. Fig. 33 und 35a, Text, zeigen die Schaufelform der Grenzturbinen mit Rückschaufeln, Fig. 34 und 35b, Text, jene für Grenzturbinen mit Einziehung des Kranzes von H. Queva & Co. in Erfurt.

Weil die Canäle des Turbinenrades der Actionsturbinen nicht mit Wasser ausgefüllt sind, so können diese nur in freier Luft arbeiten, und um in dem nicht mit Wasser gefüllten Raum der Canäle des Turbinenrades stets sicher Luft zu haben und so den freien Durchfluss des Aufschlagwassers nicht zu behindern, werden nach Girard in den Kränzen des Turbinenrades Ventilationsöffnungen**) angebracht, wie in Fig. 5 und 6, Taf. XV, Fig. 3 und 4, Taf. XIX, Fig. 1 und 4, Taf. XX und Fig. 28, Text, gezeichnet.

4. Constructionsdetails. Die Jonvalturbine, Fig. 1, Taf. XIV, ist für die Regulierung bei veränderlichem Kraftbedarf mit einer Ringschütze versehen, welche durch die in der Zeichnung ersichtliche Räderübersetzung unter der Einwirkung des Centrifugal-Regulators steht. Bei der Hochdruckturbine Fig. 2, Taf. XIV, erfolgt die Regulierung für veränderlichen Kraftbedarf durch die Drosselklappe im Druckrohr.

Die Jonvalturbinen Fig. 2 und 3, Taf. XIV und Fig. 1, Taf. XVIII, sind zur Regulierung für veränderliche Wassermengen mit zwei Abtheilungen (zweispaltige Turbine) ausgeführt, deren eine (die innere) durch eine

---

*) Soll die Turbine im Unterwasser arbeiten können, so müssen die Canäle des Turbinenrades sämmtlich mit Wasser vollgefüllt sein, was nur bei Reactionsturbinen und Grenzturbinen (mit Rückschaufeln oder mit Einziehung Fig. 33 und 34, Text) der Fall ist. Die von Girard angegebene hydropneumatische Turbine, bei welcher der Leitapparat und das Laufrad von einem nach Art der Taucherglocke wirkenden luftdichten Kasten umgeben sind, welcher in das Unterwasser taucht und mit comprimierter Luft erfüllt ist, derart, dass die Turbine im Unterwasser wie in freier Luft läuft, ist compliciert und wohl nur mehr geschichtlich interessant. Partialturbinen müssen stets Actionsturbinen sein.

**) Freihängende Actionsturbinen (Fig. 8, Taf. XV) und insbesondere Partialturbinen (Fig. 4, Taf. XV, Fig. 1, Taf. XVII) werden gewöhnlich mit Ausweitung der Canäle und Ventilationsöffnungen in den Seitenkränzen des Turbinenrades (Fig. 5 bis 7, Taf. XV) oder Luftzufuhr von oben (Fig. 4, Taf. XVIII) ausgeführt, sie werden deshalb auch gewöhnlich insgesammt Girardturbinen benannt und hierher gehören von den auf S. 102 angegebenen Arten auch das Tangentialrad und die Schwamkrugturbine.

Anzahl eiserner Deckel abgedeckt werden kann, wenn der Wasserzufluſs geringer ist. Fig. 26, Text, zeigt eine ähnlich eingerichtete Niederdruck- und Fig. 27, Text, eine Hochdruckturbine im perspectivischen Bilde.

Zur Abdichtung der Turbinenwelle gegen den Leitapparat ist in Fig. 1, Taf. XIV, ein Rohr, in Fig. 2, Taf. XIV, eine Stopfbüchse, und in Fig. 4, Taf. XIV, ein Lederstulp vorhanden.

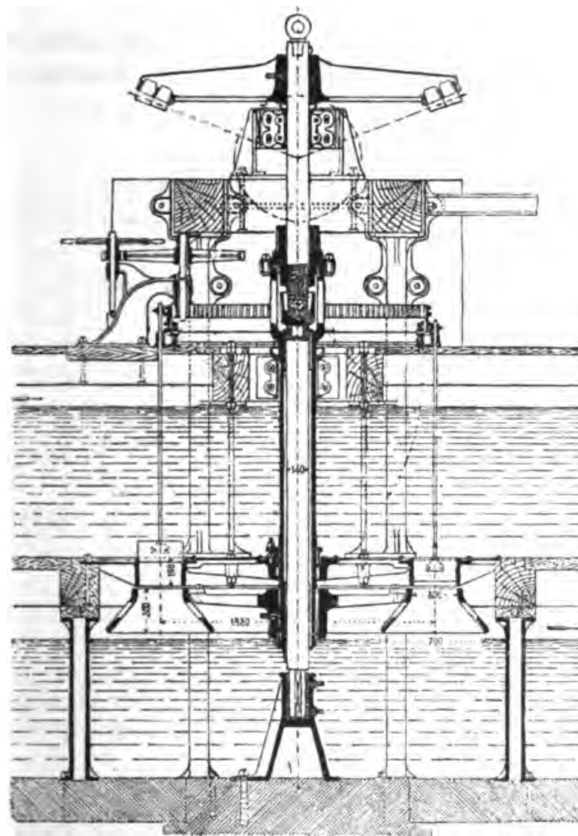


Fig. 28. Girardturbine der Mühle in Langenargen (am Bodensee).

Die Girardturbinen, Fig. 3, Taf. XV und Fig. 3 und 4, Taf. XVIII, und Fig. 28 und 29, Text,*) enthalten zur Regulierung bei

*) Nach Uhland's Handbuch für den praktischen Maschinen-Constructeur und Meiſsner, Hydraulik.

veränderlichem Wasserzufluſs in jedem Leitcanal einen verticalen Schieber, welcher in gröſserem Maſsſtabe in Fig. 5 und 6, Taf. XV, ersichtlich ist. Das Detail der Schieberbewegung mittels des Zahnkranzes, der am äuſseren Umfang die Hubnuthen trägt, ist aus Fig. 30 bis 32, Text, zu ersehen.

Die Hubnuth ist doppelt angeordnet, so daſs stets zwei diametral gegenüberliegende Schieber gleichzeitig bewegt werden.

Bei der Girardturbine Fig. 8, Taf. XX, erfolgt die Regulierung durch Drehklappen, wovon in jedem Leitcanal eine vorhanden ist. An der

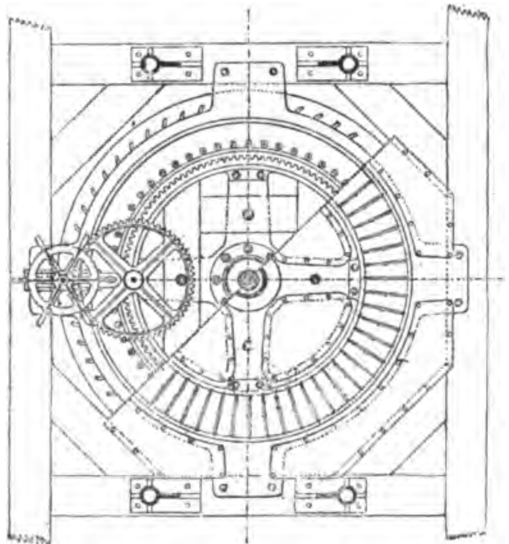


Fig. 29. Grundriſs der Girardturbine nach Fig. 28, Text.

($H = 1{,}56\ m$; $N_n = 15$ bis $48\ PS$; $n = 28{,}5$; $Q = 1$ bis $3\ m^3/Sec.$; $R = 915\ mm.$)

Achse jeder Drehklappe sitzt eine Kurbel mit Kugelzapfen, welch' letzterer in die Hubnuth eingreift, deren Drehung durch Schnecke und Schneckenrad erfolgt. Ein Zeiger läſst auf einer angebrachten Scala erkennen, wie viel Canäle offen sind.

Bei der Grenzturbine, Fig. 7, Taf. XX, erfolgt der Abschluſs der aufeinander folgenden Leitcanäle an zwei diametral gegenüberliegenden Stellen durch entsprechend breite Lederstreifen, welche von Conussen abgewickelt werden und umgekehrt.

Bei der Girardturbine, Fig. 2, Taf. XVIII, und Fig. 1 und 2, Taf. XIX, erfolgt die Regulierung durch Sattelschieber und Fig. 3 und 4, Taf. XIX, zeigt die zugehörige Detailconstruction des Leitapparates.

Bei den Girardturbinen (Partialturbinen) Fig. 4, Taf. XV, und Fig. 1 bis 5, Taf. XVII, geht der Leitapparat nur über einen Theil des Radumfanges und die Regulierung für veränderliche Wassermenge erfolgt durch einen flachen Schieber, welcher durch ein Stück eines flachen Kreisringes gebildet ist, wie insbesondere in Fig. 1, Taf. XV, zu ersehen. Dieser Schieber wird durch ein Zahnradsegment und Getriebe 2c. im Kreise

Fig. 30.

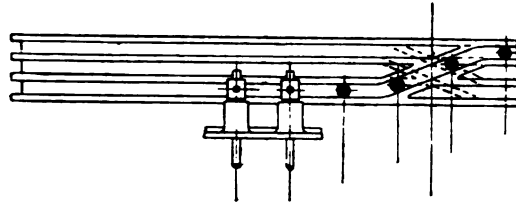


Fig. 31.

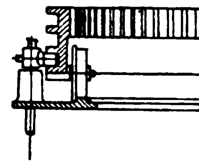
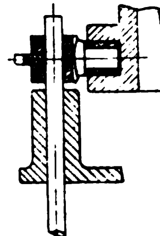


Fig. 32.



Zahnkranz mit Hubnuthen zur Bewegung der Regulierschieber.
(Zur Girardturbine Fig. 28 und 29, Text.)

so über die Canäle des Leitapparates hinbewegt, dass ein Canal nach dem anderen für den Wasserzufluss abgesperrt wird.

Fig. 5 und 6, Taf. XV, zeigen die Girardschaufelung mit seitlichen Ventilationsöffnungen für freihängende Turbinen, d. i. für solche, bei welchen das Turbinenrad nicht in das Unterwasser taucht. In Fig. 33, Text, ist links die Rückschaufelung gezeichnet, welche statt der rechts gezeichneten Girardschaufelung anzuwenden ist, wenn die Turbine auch im Unterwasser arbeiten muss (Grenzturbine) und Fig. 34, Text, zeigt die

von H. Queva & Co. in Erfurt an Stelle der Rückschaufelung für Grenzturbinen angewendete Kranzeinziehung oder Kranzeinschnürung. In Fig. 35 (a und (b, Text, ist die Lehmann'sche Schaufelung mit Luftzutritt durch Rohre p, Hohlring o und Ventilationsöffnung n gezeichnet, und Fig. 36, Text, zeigt die nach diesem Princip von H. Queva & Co.

Fig. 33.

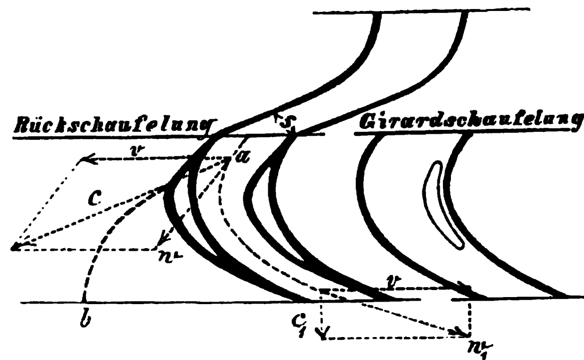
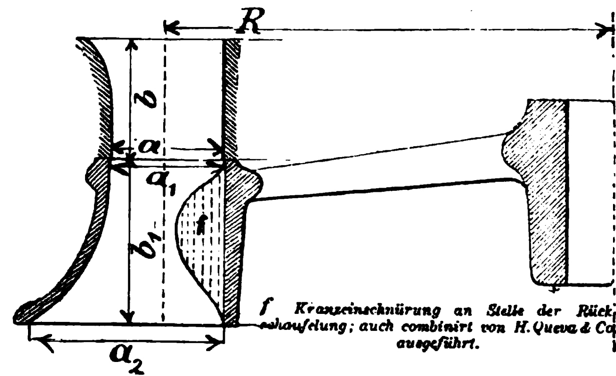


Fig. 34.



Constructionsdetails für Achsialturbinen (Fig. 33 und 34).

in Erfurt ausgeführte Lehmann'sche Turbine im perspectivischen Bilde. Läuft das Turbinenrad unter Wasser, so füllen sich die Hohlräume des Rades mit Wasser und die Turbine arbeitet wie eine Grenzturbine mit Rückschaufeln oder mit Kranzeinziehung oder Kranzeinschnürung.

Auf Taf. XVI ist in Fig. 3 bis 5 die neuere Ventilationsanordnung für Grenzturbinen (Combinationsturbinen genannt) nach dem Patent

von Märky, Bromovsky & Schulz, Maschinenfabrik in Königgrätz, dargestellt, welche sich sowohl auf das Turbinenrad oder Laufrad, als auch auf den Leitapparat oder das Leitrad erstreckt, wodurch es möglich gemacht wird, dass die Actionsturbinen sowohl frei über dem Unterwasser hängend, als auch im Stauwasser mit dem größten Nutzeffecte arbeiten können. Die hohlen Räume *a* in den Laufradschaufeln sind mit den Radcanälen durch die im Schaufelrücken vorhandenen Öffnungen *b* verbunden. Am inneren Radumfange übergehen die Hohlräume *a* in einen Ringcanal *c*, durch welchen die an die Armscheibe des Laufrades angegossenen Canäle *d* die Verbindung mit dem Luftraume *e* herstellen. Weiter hinauf wird durch

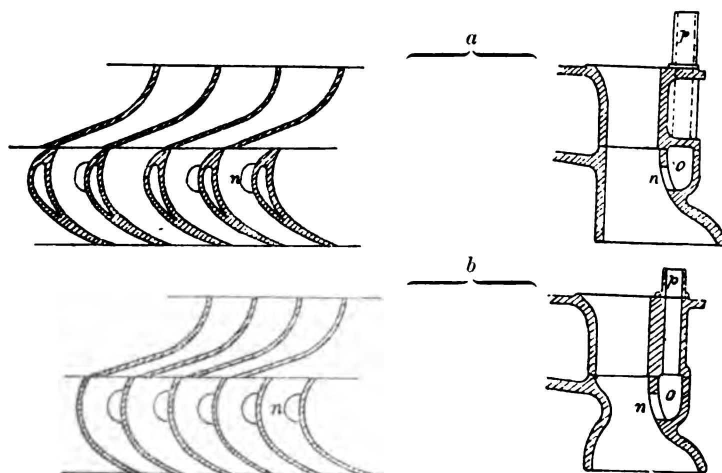


Fig. 35. Lehmann's Schaufelconstruction mit Ventilation für Turbinen mit Rückschaufeln (a) und mit eingeschnürtem Kranze (b).

die Hohlräume *f* des Halslagers *L* der Welle *W* die Verbindung mit dem centralen Luftzuführungsrohre *R* bewerkstelligt. Letzteres und die Höhlung *f* im Halslager gestatten gleichzeitig eine Luftzuführung in die mittels eines Ringschiebers *C* für den Wasserzufluss abgeschlossenen Leitcanäle. Zu diesem Zwecke ist der Ringschieber *C* an seiner unteren Fläche muschelförmig ausgeführt. Der dadurch über den zeitweilig für den Wasserzufluss abgeschlossenen Leitcanälen geschaffene Hohlraum *g* steht durch die Luftcanäle *h* in den hohlen Armen des Ringschiebers mit dem im Nabenkörper vorhandenen Ringcanal *i* in Verbindung. Dieser Ringcanal endlich umschließt die luftführende Höhlung *f* des Halslagers *L*

und stellt hierdurch schließlich die Communication der unter dem Ringschieber befindlichen Leitcanäle ebenfalls mit dem centralen Luftzuführungsrohre R her.

In Fig. 37 und 38, Text, ist die Fourneyronturbine schematisch dargestellt, um das Princip derselben vor Augen zu führen. Die Ringschütze S, an welcher sich Holzbacken zur besseren Einführung des Wassers befinden, die sich zwischen die Leitschaufeln hineinschieben, bewegt sich in dem Zwischenraum zwischen dem Leitapparat und dem Turbinenrad. Diese Turbine ist wohl nur mehr geschichtlich interessant.

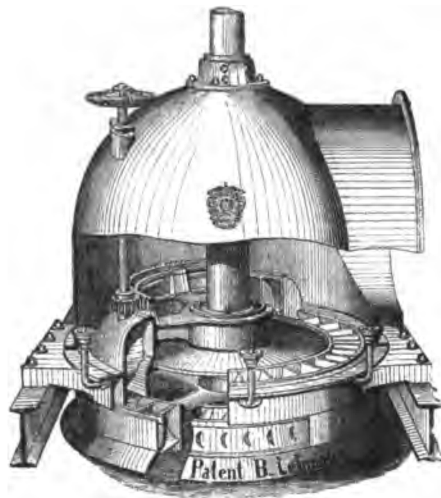


Fig. 36. Girardturbine (Lehmann'sche Turbine).

In den Fig. 39 bis 49, Text, sind die Nagel & Kaemp-Turbinen, d. i. Radialturbinen mit innerer Beaufschlagung und Wasserzuführung von unten dargestellt. Dieselben zeigen diesem Turbinensystem eigenthümliche, bewährte Constructionsdetails. Bei den Vollturbinen (Fig. 39 bis 46, Text) läuft das Turbinenrad selbst beim niedrigsten Unterwasserspiegel im Unterwasser, wodurch gegenüber den Partialturbinen, Fig. 47 bis 49, Text, namentlich mit mittleren und niederen Gefällen ein bedeutender Gefällsverlust vermieden wird, weshalb auch für Partialturbinen das Gefälle mindestens 4 *m* betragen soll.

Bei der Vollturbine mit feststehender Directionsscheibe (Fig. 39 und 40, Text) ist zur Regulierung für veränderlichen

Fig. 37. Verticalschnitt.

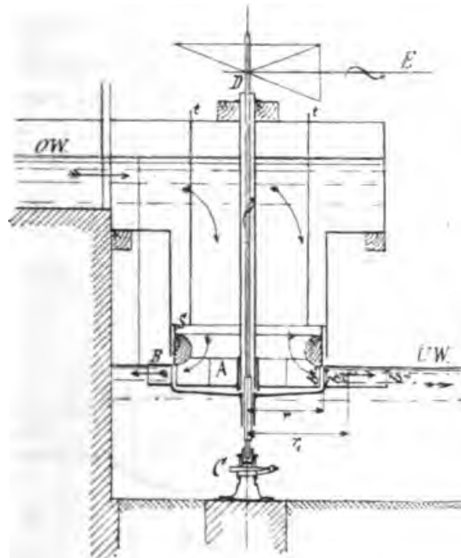
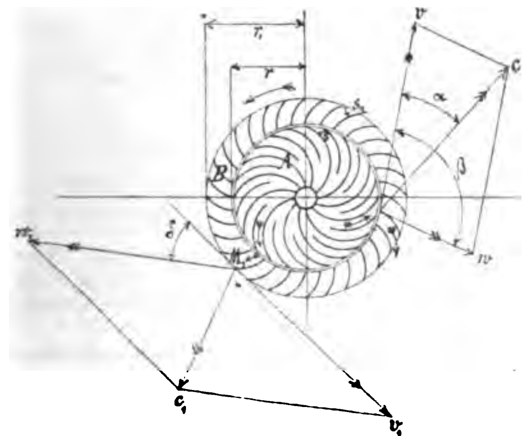


Fig. 38. Schaufelplan.



Fourneyronturbine (Fig. 37 und 38).

A Leitapparat. *B* Turbinenrad. *C* Spurlager (Unterwasserzapfen). *D* Turbinenwelle. *E* Transmissionswelle. *S* Ringschütze. *tt* Zugstangen zur Bewegung der Ringschütze.

Kraftbedarf eine Schütze am Einlauf zum Turbinenkasten vorhanden, durch welche die Weite des Einlaufes nach Bedarf mehr oder weniger geöffnet wird. Die Anwendung derselben ist auf solche Fälle beschränkt, in welchen entweder ein sehr gleichmäßiger Wasserzufluss (constante Wassermenge) bei gleichbleibendem Gefälle vorhanden ist, oder wo eine Öconomie im Wasser-

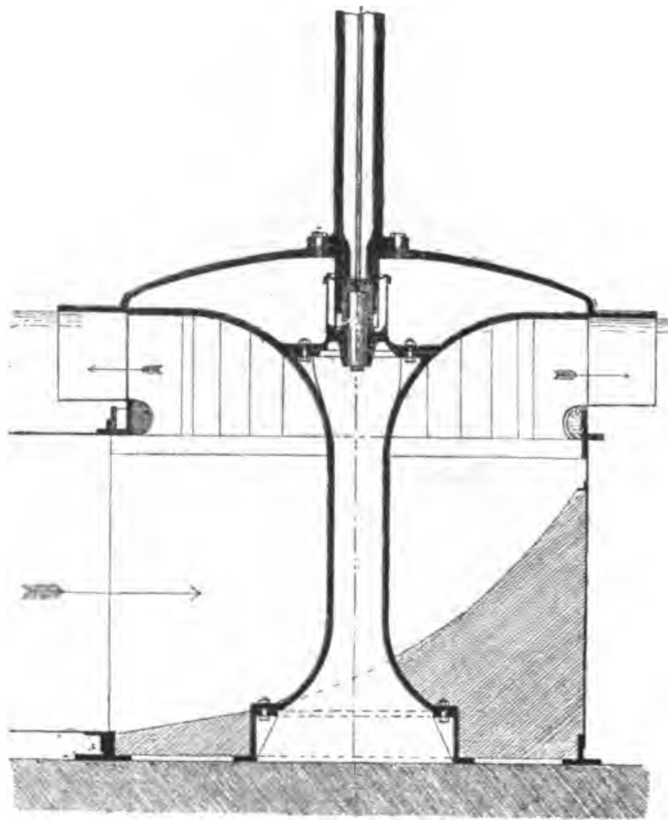


Fig. 39. Vollturbine mit feststehender Directionsscheibe von Nagel & Kaemp. (Verticalschnitt.)

verbrauch bei reduciertem Kraftbedarf wertlos wäre, weil Wasser jederzeit reichlich und im Überfluss vorhanden ist. Der Turbinenkasten in Fig. 39, Text, ist zur besseren Führung des Wassers mit Cement theilweise ausgefüllt. Die aus Eisenblech hergestellten Leitschaufeln sind oben in die

Directionsscheibe eingezapft und unten an den zur Führung des Wassers dienenden Ring befestigt.

Die **Vollturbinen mit Regulierung durch bewegliche Directionsscheibe, Zwischenboden im Laufrad und Pneumatisation** (Fig. 41 und 42, Text) hat als besonderes Constructionsdetail die als Leitapparat wirkende bewegliche Directionsscheibe, welche

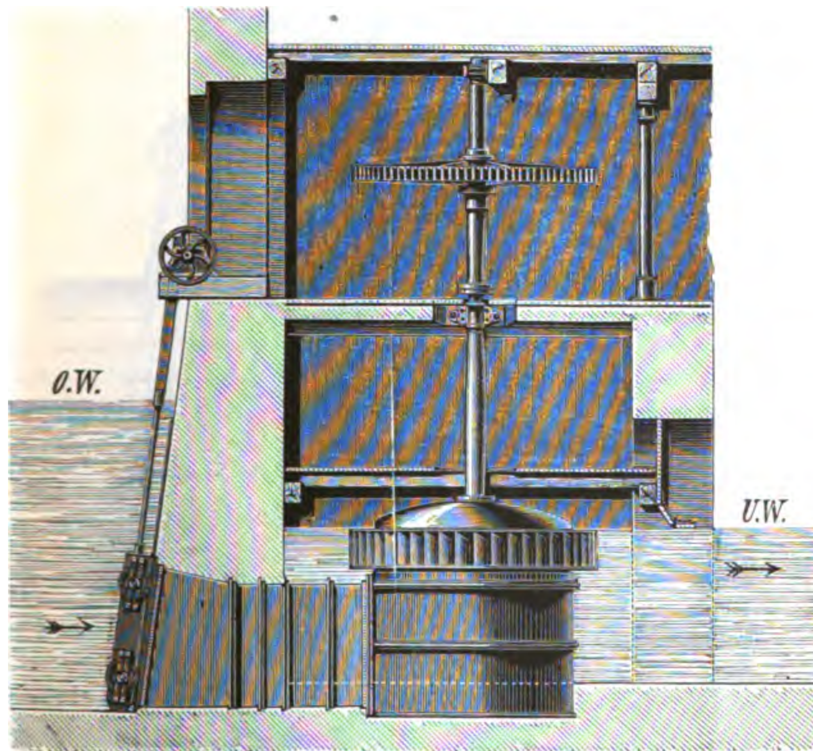


Fig. 40. Vollturbine mit feststehender Directionsscheibe von Nagel & Kaemp. (Disposition.)

auf einer hohlen gußeisernen Säule im Turbinenkasten vertical geführt und mittels Hebel bewegt wird. Ist das Turbinenrad wie in Fig. 41 in drei Etagen getheilt, so arbeitet die Turbine je nach der Stellung der Directionsscheibe wie eine correct gebaute Turbine für $^1/_3$ oder $^2/_3$ oder für die volle Aufschlagwassermenge. Hierbei kann man darauf rechnen,

daſs der Wirkungsgrad, wenn er bei voller Beaufſchlagung mit $\eta = 0,75$ angenommen wird, bei $^2/_3$ Beaufſchlagung noch 0,73 und bei $^1/_3$ Beaufſchlagung noch rund 0,70 beträgt. Bei dieſer Turbine erfolgt durch das

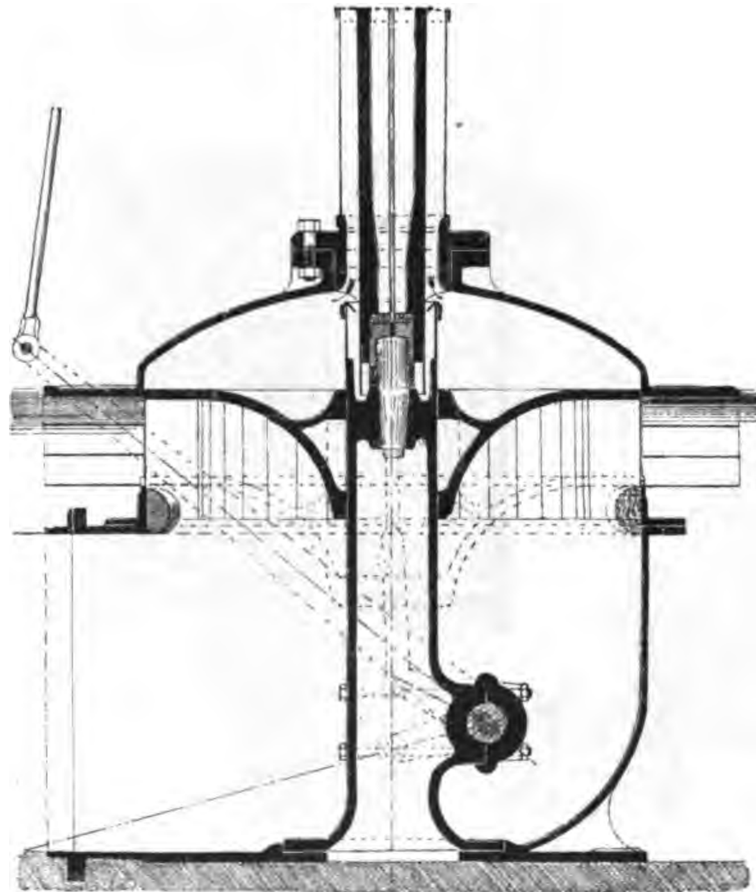


Fig. 41. Vollturbine mit Regulierung durch bewegliche Directionsſcheibe, Zwiſchenböden im Laufrade und Pneumatiſation von Nagel & Kaemp. (Verticalſchnitt.)

die hohle Turbinenwelle umgebende Rohr die Zuführung von Luft in den Hohlraum zwiſchen der Armſcheibe des Turbinenrades und der Directionsſcheibe, wie in Fig. 41, Text, durch Pfeile angedeutet (Pneumatiſation).

um zu bewirken, dass diese Turbine auch bei $^2/_3$ oder $^1/_3$ Beaufschlagung beliebig tief im Unterstau arbeiten kann und nicht theilweise als Centrifugalpumpe wirkt.

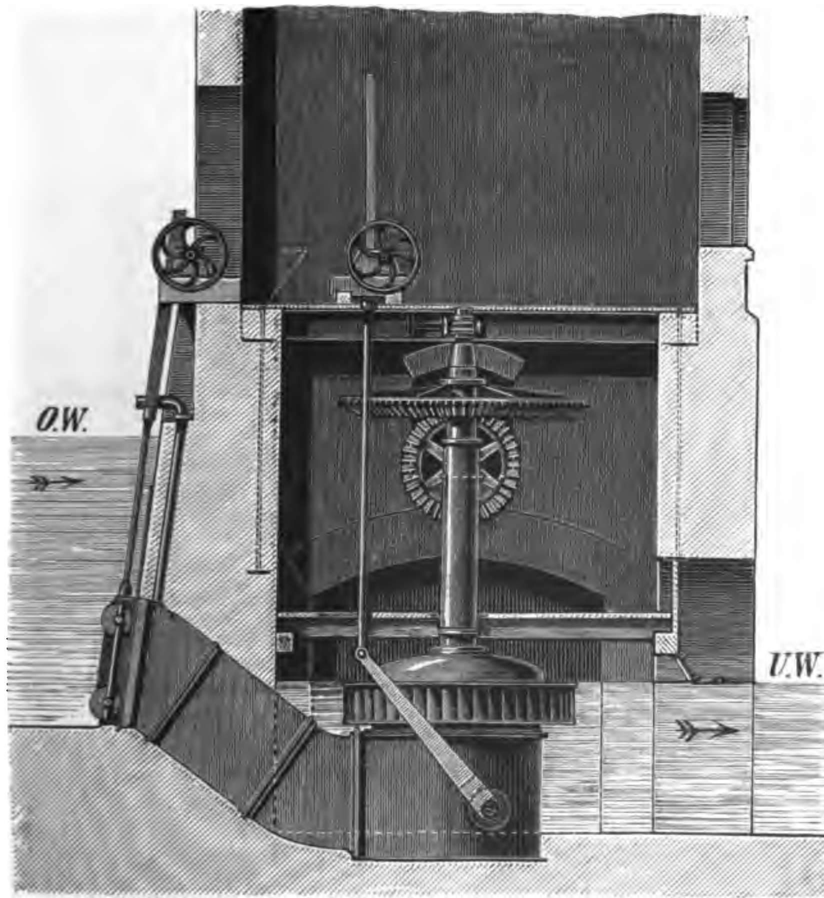


Fig. 42. Vollturbine mit beweglicher Directionsscheibe von Nagel & Kaemp. (Disposition.)

Die Vollturbine mit Regulierung durch bewegliche Directionsscheibe und Zwischenkrone (Fig. 43 bis 46, Text) entspricht bei beliebig veränderlicher Wassermenge vollkommen den Anforderungen der Regulierung unter Einhaltung stets gleichen Wirkungsgrades.

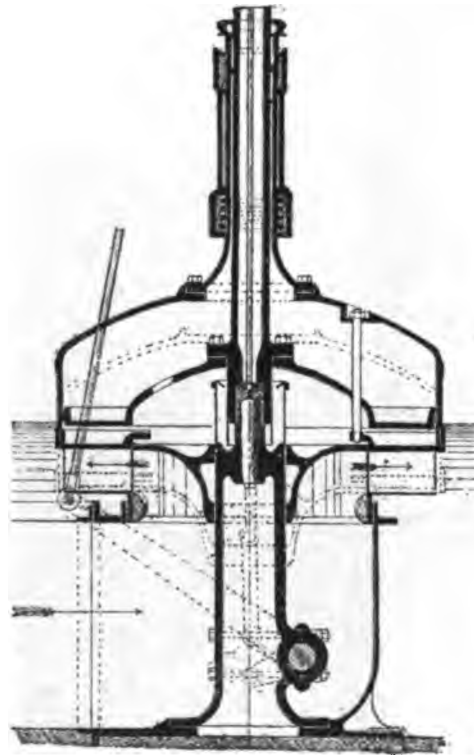


Fig. 43. Vollturbine mit Regulierung durch bewegliche Directionsscheibe und Zwischenkrone von Nagel & Kaemp. (Verticalschnitt.)

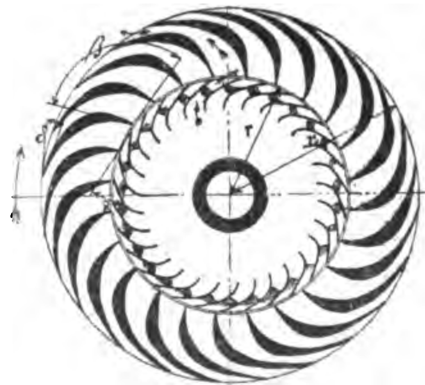


Fig. 44. Schaufelplan zur Vollturbine von Nagel & Kaemp.

indem gleichzeitig sowohl die Höhe der Canäle des Leitapparates, als auch jene der Canäle des Turbinenrades nach der Größe der jeweilig vorhandenen Wassermenge verändert wird. Die theoretisch sehr vollkom-

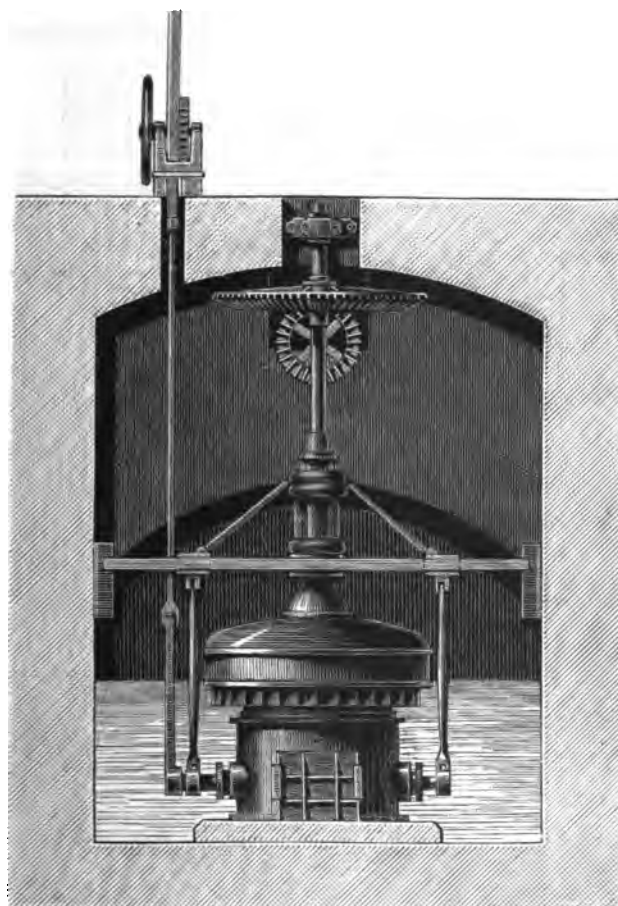


Fig. 45. Disposition der Vollturbine mit Zwischenkrone von Nagel & Kaemp. (Vorderansicht.)

mene Einrichtung dieser Turbine ist jedoch im Verhältnisse zum erzielten Erfolge derart compliciert, dass sie wohl nur in besonderen Fällen zur Anwendung kommen wird. Die Bewegung der Directionsscheibe erfolgt durch ein Windwerk mit entsprechender Räderübersetzuug von Hand.

Die **Partialturbine mit Regulierung durch ringförmigen, drehbaren zweitheiligen Leitapparat** (Fig. 47 bis 49, Text) hat den Leitapparat derart um den Turbinenkasten angeordnet, dass die Leitschaufeln bei der maximalen Wassermenge vor den beiden einander diametral gegenüber angebrachten Öffnungen des Turbinenkastens stehen.

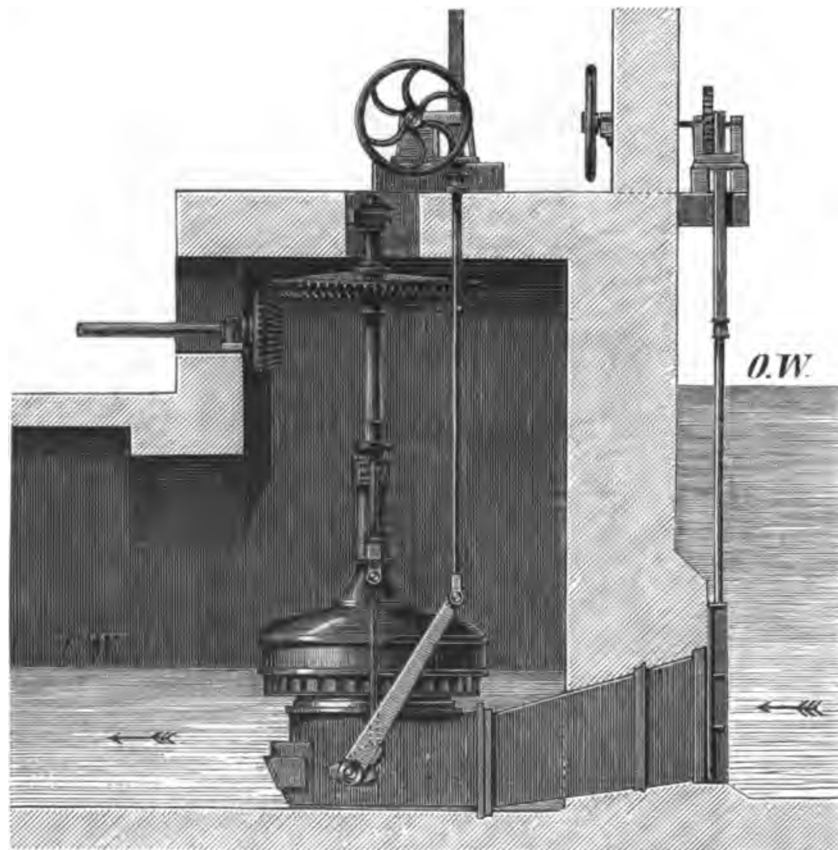


Fig. 46. Disposition der Vollturbine mit Zwischenkrone von Nagel & Kaemp. (Seitenansicht.)

Wird der Leitapparat aus dieser Stellung nach rechts gedreht, so tritt an zwei diametral gegenüberliegenden Stellen je eine Leitschaufel nach der anderen hinter die Wand des Turbinenkastens, wodurch die Zahl der für den Durchfluss des Wassers offenen Leitradcanäle vermindert wird.

Die Fig. 50 und 51, Text, zeigen Constructionsdetails von innen beaufschlagter Radialturbinen und zwar Fig. 50 a Rückschaufeln für Turbinen, welche unter Wasser arbeiten sollen, Fig. 50 b Girardschaufeln mit

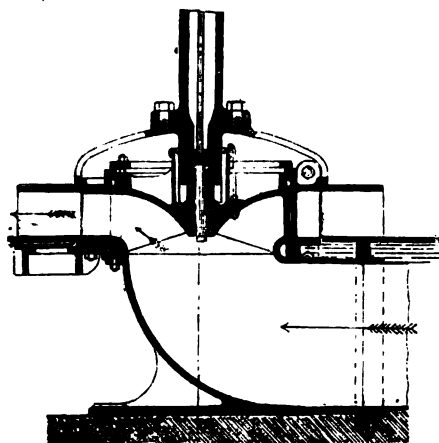


Fig. 47. Partialturbine mit Regulierung durch ringförmigen, drehbaren, zweitheiligen Leitapparat von Nagel & Kaemp. (Verticalschnitt.)

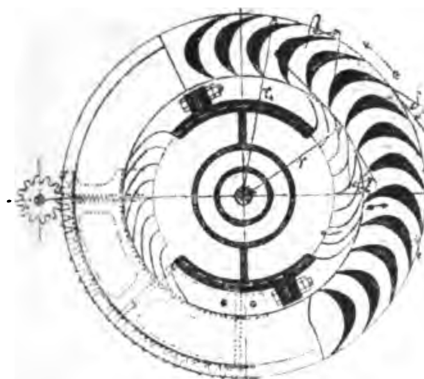


Fig. 48. Schaufelplan zur Partialturbine von Nagel & Kaemp.

Ventilation für freihängende Partialturbinen und in Fig. 51 den halben Verticalschnitt des Turbinenrades mit dem angrenzenden Theil des Leitapparates.

In Fig. 1 bis 4, Taf. XX, sind die Constructionsdetails einer Schwamkrugturbine gezeichnet. Das eine Lager der horizontalen Turbinenwelle ist auf dem mit dem Fundamentrahmen verschraubten Einlaufsrohr, und das zweite Lager derselben auf einem ebenfalls mit dem Fundamentrahmen verschraubten Lagerbock aufgeschraubt. Zur Übertragung der Arbeit ist auf der Turbinenwelle eine mit Rändern versehene Riemenscheibe vorhanden. Das Turbinenrad ist mit einem Blechmantel umgeben,

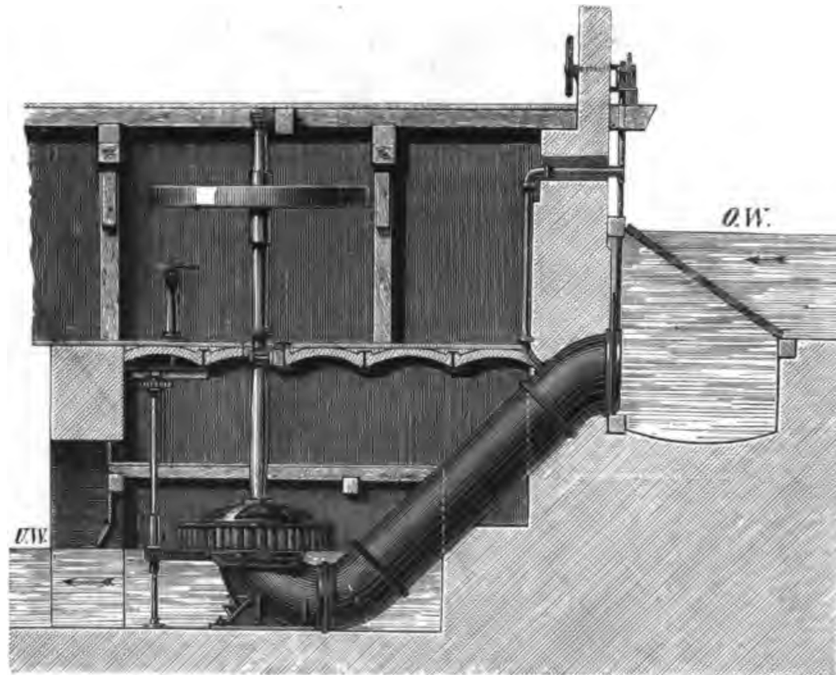


Fig. 49. Partialturbine von Nagel & Kaemp. (Disposition.)

um das Umherschlendern des Wassers hintanzuhalten. Die Regulierung erfolgt durch einen Schieber, welcher ein Stück eines cylindrischen Ringes bildet und durch einen mit Stellvorrichtung versehenen Hebel von Hand bewegt wird. In Fig. 3 ist dieser Hebel auf der Welle frei drehbar; in Fig. 4 hingegen läuft die Welle vom Hebel unberührt und letzterer ist besonders gelagert. In Fig. 7, Taf. XIII, ist ein flacher Schieber mit Verzahnung und Getriebe zur Regulierung für veränderliche Wassermenge

Fig. 50. Schaufelplan.

u Umfangsgeschwindigkeit des Turbinenrades an der Eintrittsstelle des Wassers.

c Absolute Eintrittsgeschwindigkeit des Wassers in das Rad.

w Relative Eintrittsgeschwindigkeit des Wassers in der Richtung der Turbinenschaufeln.

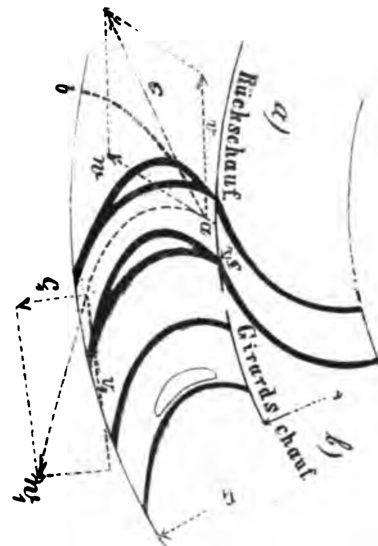
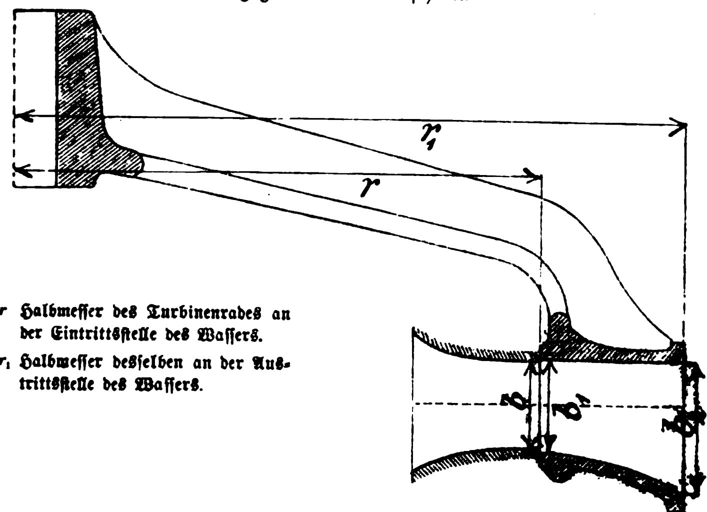


Fig. 51. Verticalschnitt.



Constructionsdetails von innen beaufschlagter Radialturbinen.
(Fig. 50 und 51.)

Fig. 52. Verticalschnitt.

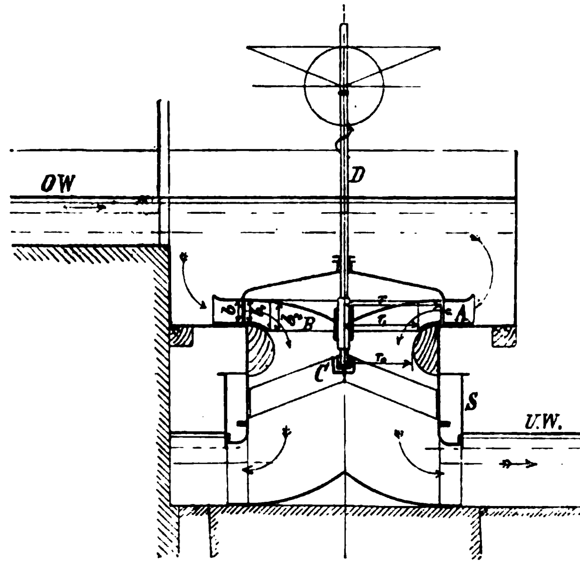
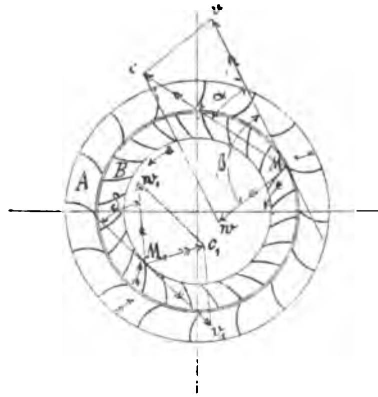


Fig. 53. Grundriss.



Francisturbine (Fig. 52 und 53).

A Leitapparat. *B* Turbinenrad. *C* Spurzapfen (Unterwasserzapfen). *D* Turbinenwelle. *S* Ringschütze.

dargestellt und zwar für eine Turbine mit einem einzigen Leitcanal, welcher durch die Verstellung des Schiebers verengt oder erweitert wird.

Die Schwamkrugturbine ist insbesondere für sehr kleine Wassermengen und große Gefälle und auch als Motor für das Kleingewerbe mit Vortheil verwendbar. Die ganze Maschine ist in allen Theilen stets leicht zugänglich.

In Fig. 52 und 53, Text, ist die Francisturbine schematisch dargestellt, um das Princip derselben vor Augen zu führen. Die zur Regulierung für veränderlichen Kraftbedarf und ferner zum Anlassen und

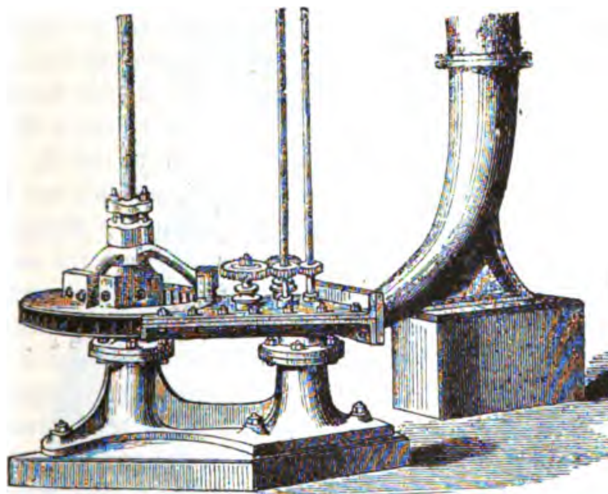


Fig. 54. Tangentialrad für große Gefälle und kleine veränderliche Wassermengen mit einseitigem Einlauf.

Abstellen der Turbine vorhandene Ringschütze S ist an der Ausmündung des Saugrohres unter dem Turbinenrad angebracht. Auch diese Turbine ist wohl nur mehr geschichtlich interessant. Es werden aber nach der gleichen Disposition, jedoch ohne Saugrohr, als Actionsturbinen für veränderliche Wassermengen mit Regulierungsklappen in jedem Leitcanale neuere Turbinen für kleinere Wassermengen und große Gefälle als Hochdruckturbinen gebaut, welche nach ihrem Constructeur Lejeune die Lejeuneturbinen genannt werden.

Auf Taf. XVI ist in Fig. 1 und 2 die Detailconstruction des Leitapparates und Turbinenrades einer Lejeuneturbine nach Ausführung

der Maschinenfabrik von Brüder Fischer in Wr.-Neustadt zu ersehen. Der Leitapparat A enthält die eingegossenen Blechschaufeln a und im Anschlusse an jede derselben je eine Klappe b, welche mittels des auf gemeinschaftlicher Achse befestigten Hebels c c_1 geöffnet, offengehalten und geschlossen wird, wenn der Zahnkranz Z mittels des eingreifenden Getriebes z entsprechend eingestellt, beziehungsweise in der erforderlichen Richtung gedreht wird. Bei der Drehung des Zahnkranzes Z in der Pfeilrichtung schlägt die daran angeschraubte Nase d gegen den radial stehenden Hebelarm c_1 und dreht ihn nach auswärts in die tangentiale Lage, in welcher jener c gezeichnet ist. Hierbei wird die vom jeweilig bewegten Hebel c_1 gedrehte Regulierklappe geöffnet und offen gehalten, wie bei b b gezeichnet ist. Wird hingegen der Zahnkranz Z in entgegengesetzter Richtung gedreht, so wird die Nase c_2 des tangential gerichteten Hebels c durch den Anschlag e zurückgehalten und hiedurch der Hebel c gegen die radiale Stellung c_1 bewegt, wodurch die Regulierklappe schließlich in die bei b_1 gezeichnete Stellung gelangt, in welcher der zugehörige Leitcanal für den Wasserzufluss abgesperrt ist. Das Turbinenrad B enthält die Blechschaufeln g nicht eingegossen, sondern eingeschoben und mittels der daran angenieteten Metallbacken h (2 bis 4 Stück je nach der Höhe des Turbinenrades) und Bolzen i i an die mit den beiden Radkränzen zusammengegossenen hufeisenförmigen Schaufelrücken k befestigt. Die Schaufelrücken h sind deshalb mit einer Höhlung gegossen und die zunächst der Höhlungsinnenfläche gezeichnete gestrichelte Linie deutet die Conicität des Hohlraumes an, weil beim Formen der oft ziemlich hohen Räder mittels Modellen auf den Auslass aus dem Sande Rücksicht genommen werden muss. Beim Formen mittels Kernstücken ist diese gestrichelte Linie bedeutungslos. Zur vollständigen Abflachung des Anschlusses der Blechschaufeln g an die gusseisernen Schaufelrücken k werden die Ecken bei m mit Miniumkitt ausgefüllt.

In Fig. 54, Text, ist die perspectivische Ansicht einer Tangentialrad-Anlage mit einseitigem Einlauf für große Gefälle und kleine veränderliche Wassermengen von H. Queva & Co. und in Fig. 55, Text, eine solche mit zwei diametral gegenüberliegenden Einläufen für große Gefälle und sehr veränderliche Wassermengen von der Maschinenfabrik Esslingen gezeichnet. Die Fig. 7, Taf. XXI, zeigt die Constructionsdetails eines Tangentialrades nach Redtenbacher und in Fig. 5, Taf. XX, ist der Verticalschnitt der Hälfte des Turbinenrades mit dem angrenzenden Theile des Laufrades gezeichnet, während Fig. 6, Taf. XX,

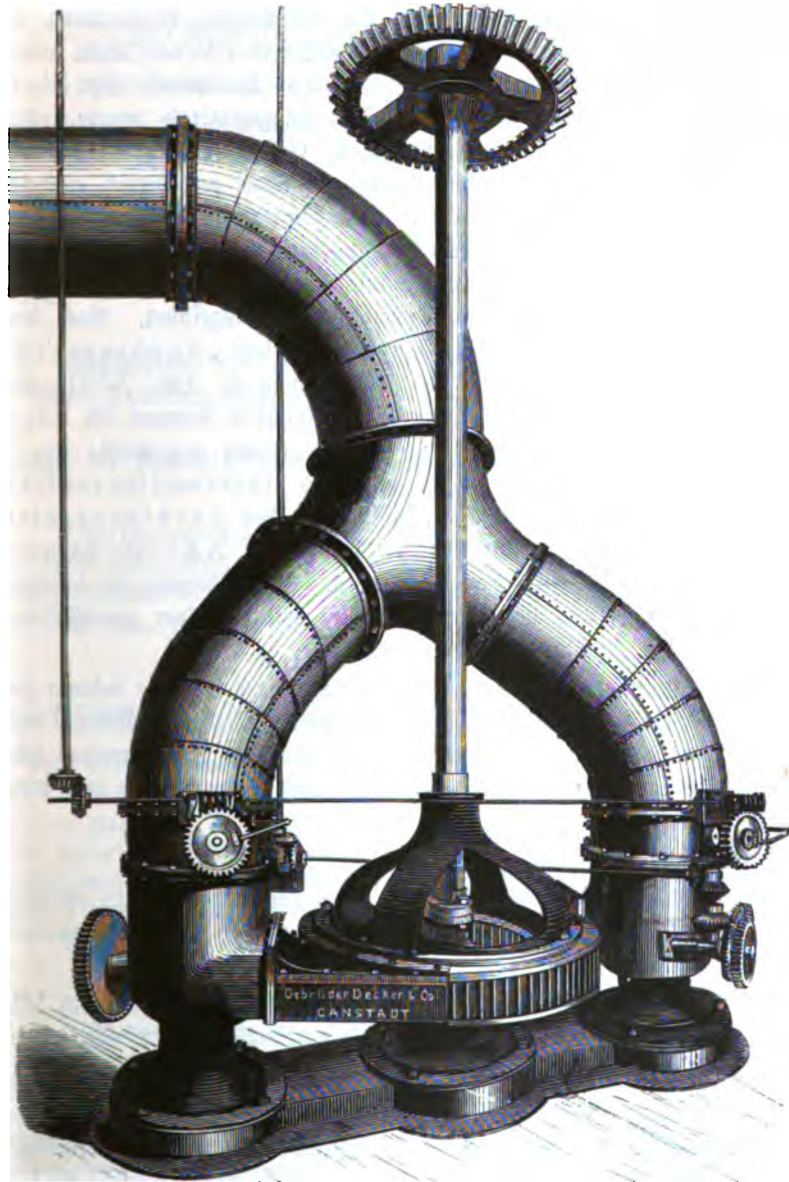


Fig. 55. Tangentialrad für große Gefälle und sehr veränderliche Wassermengen mit zweiseitigem Einlauf.

die Einwirkung des zur Regulierung für veränderliche Wassermenge bei den Tangentialrädern angewendeten Zungenschiebers erkennen läßt, wovon in jedem Leitcanal einer vorhanden ist. Das Triebwerk hiezu ist in Fig. 54 und 55, Text, zu ersehen. Das Tangentialrad wurde früher für kleine Wassermengen und sehr große Gefälle häufig angewendet, gegenwärtig wendet man jedoch an Stelle desselben gewöhnlich entweder eine achsiale Girard-Partialturbine oder eine Schwamkrugturbine an. Das Tangentialrad wurde für die kleinsten Wassermengen mit einseitigem Einlauf, und bei ausreichendem Wasserzufluss mit Einlauf an zwei diametral gegenüberliegenden Stellen des Turbinenrades ausgeführt. Nach dem Constructeur derselben wird diese Turbine auch das „Zuppinger'sche Tangentialrad" genannt. In Fig. 5 und 6, Taf. XVIII, und Fig. 5 und 6, Taf. XIX, sind die gebräuchlichsten Formen der Überwasserzapfen für Jonval- und Girardturbinen gezeichnet; Fig. 7 und 8, Taf. XIX, zeigen die Lagerung des Unterwasserzapfens einer Jonvalturbine; Fig. 1, Taf. XXI, zeigt den Turbinenzapfen von Nagel & Kaemp und endlich Fig. 7, Taf. XXI, die Lagerung des Turbinenzapfens eines Tangentialrades. Die Lagerung der horizontalen Welle der Schwamkrugturbine erfolgt wie die einer gewöhnlichen schnelllaufenden Maschinenwelle in Stehlagern.

5. **Dimensionsbestimmung.** Die Anlage einer Turbine bedingt zunächst die genaue Bestimmung des vorhandenen nutzbaren Gefälles und der maximalen Wassermenge, für welche die Turbine gebaut werden soll, damit selbe bei veränderlicher Wassermenge nicht zu groß, aber auch nicht zu klein ausfällt.

Bezeichnet

H das nutzbare Gefälle beim Motor, gleich der Höhendifferenz zwischen dem Ober- und Unterwasserspiegel, abzüglich etwa vorhandener Gefällsverluste, in Meter,

Q die Aufschlagwassermenge, für welche die Turbine gebaut werden soll, bei veränderlichem Wasserzufluss die maximale Wassermenge, welche noch von der Turbine anfzunehmen ist, in Cubikmeter, pro Secunde,

N_a den absoluten Effect der Wasserkraft in Pferdestärken,

N_n den Nutzeffect, welcher von der Turbinenwelle an die Transmissionsräder abgegeben wird, in Pferdestärken, d. i. die Arbeitsleistung des Motors in effectiven Pferdestärken ($1\ PS = 75\ mk$), welche durch Bremsung an der Turbinenwelle zu messen ist,

$\eta = \frac{N_n}{N_a}$ den Wirkungsgrad der Turbine,*)

$\gamma = 1000$ das Gewicht von 1 m^3 Wasser, in Kilogramm,

so ist wie bei den Wasserrädern

$$N_a = \frac{\gamma . Q . H}{75} = \frac{40}{3} . Q . H$$

$$N_n = \eta . N_a$$

Bei guter Ausführung kann man für Turbinen im Allgemeinen nehmen

$$\eta = 0.72$$

und insbesondere für rationell construierte Jonvalturbinen und Nagel & Kaemp-Turbinen (Vollturbinen)

$$\eta = 0,75$$

dagegen für Girardturbinen mit abnehmender Wassermenge veränderlich

$$\eta = 0,75 \text{ bis } 0,70.$$

1. Beispiel. Eine Wasserkraft weist bei einem nutzbaren Gefälle $H = 1,6\ m$ die mittlere Wassermenge $Q = 1,25\ m^3$ pro Secunde auf. Welchen Nutzeffect kann man von derselben bei ihrer Ausnützung durch eine Turbine im allgemeinen erwarten?

Es ist der absolute Effect

$$N_a = \frac{\gamma . Q . H}{75} = \frac{1000 . 1,25 . 1,6}{75} = 26,67\ PS$$

und wenn man den Wirkungsgrad nimmt

$$\eta = 0,72$$

so erhält man den Nutzeffect

$$N_n = \eta . N_a = 0,72 . 26,67 = 19,2\ PS.$$

2. Beispiel. Von einer größeren Wasserkraft, welche ein nutzbares Gefälle $H = 1,6\ m$ erzielen läfst, soll zum Betriebe eines Fabriksetablissements eine Turbine betrieben werden, welche 20 Pferdestärken Nutzeffect liefern soll. Es ist zu bestimmen, wie groß die der Turbine zuzuleitende Aufschlagwassermenge sein mufs.

Es ist

$$N_n = 20\ PS$$

*) Ist die vorhandene Wasserkraft groß und der Wasserzuflufs veränderlich oder bei constantem Wasserzuflufs der Kraftbedarf veränderlich, so ist es angezeigt, zur Ausnützung der Wasserkraft behufs Erzielung eines hohen Wirkungsgrades mehrere Turbinen nebeneinander aufzustellen, welche verschieden groß sind, so dafs z. B. bei Aufstellung zweier Turbinen, beide bei größtem Wasserzuflufs oder Kraftbedarf zusammen arbeiten, dagegen bei geringerem Wasserzuflufs oder Kraftbedarf nur die größere Turbine allein arbeitet, bei noch geringerem Wasserzuflufs oder Kraftbedarf aber die kleinere Turbine allein arbeitet. Bei drei Turbinen verschiedener Größe sind noch mehr Combinationen möglich.

und wenn man den Wirkungsgrad für die hier anzuwendende Jonval-Turbine

$$\eta = 0{,}75$$

setzt, so ergibt sich der absolute Effect

$$N_a = \frac{N_n}{\eta} = \frac{20}{0{,}75} = 26{,}67 \; PS$$

und hiermit die erforderliche Wassermenge pro Secunde

$$Q = \frac{75 \, . \, N_a}{\gamma \, . \, H} = \frac{75 \, . \, 26{,}67}{1000 \, . \, 1{,}6} = 1{,}25 \; m^3$$

Es ist nun das System der anzuwendenden Turbine festzustellen, wozu sich folgende Anhaltspunkte bieten.

Für constante Aufschlagwassermengen, wie z. B. in den Fällen, wenn nur ein Theil einer größeren Wasserkraft durch eine oder mehrere Turbinen zur Ausnützung kommt, also eine Regulierung für veränderliche Wassermengen überhaupt entbehrlich ist, wird die Anwendung einer Reactionsturbine angezeigt sein, also eine Jonvalturbine, Nagel & Kaemp-Turbine mit feststehender Directionsscheibe, oder Francisturbine.

Muß ein Saugrohr angewendet werden, weil die Aufstellung des Turbinenrades nicht unmittelbar über dem Unterwasserspiegel erfolgen kann, so ist die Anwendung einer Jonvalturbine oder einer Francisturbine angezeigt. Übersteigt jedoch das Gefälle 12 *m*, so ist die Jonvalturbine nicht mehr am Platze, weil sich für dieselbe eine zu große Umdrehungszahl ergibt, sondern eine Girardturbine, weil man bei letzterer durch Anwendung partieller Beaufschlagung innerhalb gewisser praktischer Grenzen eine beliebig große Umdrehungszahl erzielen kann.

Ist die Wassermenge veränderlich und hinreichend groß, und soll das Turbinenrad ohne Nachtheil für den Nutzeffect im Unterwasser laufen können, so ist die Anwendung einer Grenzturbine oder einer Nagel & Kaemp-Turbine mit verstellbarer Directionsscheibe angezeigt.

Ist wie im vorstehenden Falle die Wassermenge veränderlich und hinreichend groß, das Turbinenrad aber über dem Unterwasserspiegel freihängend, so ist die Anwendung einer achsialen Girardturbine angezeigt, welche bei der maximalen Wassermenge voll beaufschlagt wird.

Ist endlich das Gefälle groß und die veränderliche Wassermenge verhältnismäßig klein ($H > 8 \; m$; $Q < 1 \; m^3$), so wendet man eine Girard-Partialturbine (Achsialturbine) an und insbesondere bei sehr großem Gefälle und geringer Wassermenge eine Lejeuneturbine, ein Tangentialrad oder eine Schwamkrugturbine, letztere beiden ebenfalls mit Ausweitung der Canäle und Ventilation, sonach als Girardturbine.

Für Gefälle über 4 *m* wird bei Anwendung von Actionsturbinen jedenfalls die Construction der Turbine als Hochdruckturbine mit Rohreinlauf angezeigt sein.*)

Um nun nach Gleichung (229 bis (235 die Winkel α, β und δ bestimmen zu können, ist es nothwendig, die Verhältnisse $\left(\frac{r}{r_1}\right)$ und $\left(\frac{b_1}{b_2}\right)$ für Radialturbinen und das Verhältnis $\left(\frac{a_1}{a_2}\right)$ für Achsialturbinen festzustellen.

Nach guten Ausführungen kann man nehmen:

a) für Jonvalturbinen

$$\frac{a_1}{a_2} = 1 \quad \ldots\ldots\ldots\ldots \quad (267$$

b) für achsiale Girardturbinen (Knopturbinen, Quevaturbinen) und Haenel'sche Grenzturbinen

$$\frac{a_2}{a_1} = 2 \text{ bis } 3^1/_3 \text{ und noch mehr} \quad \ldots\ldots \quad (268$$

oder

$$\frac{a_1}{a_2} = 0{,}3 \text{ bis } 0{,}5 \quad \ldots\ldots\ldots \quad (269$$

und zwar nach Gleichung (269 den größeren Wert, nach Gleichung (268 aber den kleineren Wert bei großem Gefälle und kleiner Wassermenge und umgekehrt.

c) für Fourneyronturbinen und Nagel & Kaemp-Turbinen

$$\frac{b_1}{b_2} = 1 \quad \ldots\ldots\ldots\ldots \quad (270$$

$$\frac{r}{r_1} = {}^4/_5 \text{ bis } {}^2/_3 \quad \ldots\ldots\ldots \quad (271$$

---

*) Die Entscheidung, ob in einem gegebenen Falle eines der neueren mittelschlächtigen Wasserräder (Sagebienrad, Zuppingerrad), ein oberschlächtiges Wasserrad oder überhaupt ein Wasserrad oder eine Turbine angezeigt sein wird, hängt in erster Linie davon ab, ob es sich darum handelt, eine möglichst günstige Ausnützung der Wasserkraft zu erzielen, in welchem Falle die Vergleichung des Wirkungsgrades der ausführbaren Wassermotoren Anhaltspunkte bietet, dann aber auch von dem Kostenpunkt und von der Art der verfügbaren Wartung und der Eigenthümlichkeit der Wasserkraft selbst.

d) für Francisturbinen

$$\frac{b_1}{b_2} = 0{,}8 \quad \ldots\ldots\ldots\ldots \quad (272$$

$$\frac{r}{r_1} = 1{,}2 \text{ bis } 1{,}25 \quad \ldots\ldots\ldots\ldots \quad (273$$

e) für radiale Girardturbinen mit innerer Beaufschlagung und horizontaler Drehungsachse (Schwamkrugturbine)

$$\frac{b_1}{b_2} = 0{,}4 \text{ bis } 0{,}5 \quad \ldots\ldots\ldots\ldots \quad (274$$

$$\frac{r}{r_1} = {}^4/_5 \text{ bis } {}^5/_6 \quad \ldots\ldots\ldots\ldots \quad (275$$

f) für radiale Giradturbinen mit äußerer Beaufschlagung (Tangentialrad)

$$\frac{b_1}{b_2} = 0{,}5 \text{ bis } 0{,}8 \quad \ldots\ldots\ldots\ldots \quad (276$$

$$\frac{r}{r_1} = 1{,}2 \text{ bis } 1{,}25 \quad \ldots\ldots\ldots\ldots \quad (277$$

1. Beispiel. Es ist eine Jonvalturbine zu bauen für das nutzbare Gefälle $H = 1{,}6\ m$ und die constante Wassermenge $Q = 1{,}25\ m^3$ pro Secunde. Es sollen die Winkel α, β und δ hiefür bestimmt werden.

Die Jonvalturbine ist eine Reactionsturbine und es gelten hiefür die Angaben nach Gl. (248 bis (250. Wählt man hiernach, weil das Gefälle nicht groß ist, den Austrittswinkel für den Leitapparat

$$\alpha = 20^0$$

und den Eintrittswinkel für das Turbinenrad

$$\beta = 110^0$$

so erhält man, weil die Radcanäle ohne Ausweitung sind, also nach Gl. (267

$$\frac{a_1}{a_2} = 1$$

ist, den Austrittswinkel δ für das Turbinenrad nach Gl. (232

$$\sin\delta = \frac{1}{\operatorname{cotg}\alpha - \operatorname{cotg}\beta} = \frac{1}{\operatorname{cotg} 20^0 - \operatorname{cotg} 110^0} =$$

$$= \frac{1}{\operatorname{cotg} 20^0 + \operatorname{tg} 20^0} = \frac{1}{2{,}747 + 0{,}364} = \frac{1}{3{,}111} = 0{,}321$$

also

$$\delta = 18^0\,43' \backsim 19^0$$

welcher Wert den in Gl. (250 angegebenen Grenzen entspricht und im Hinblick auf die Größe des Gefälles beibehalten werden kann.

2. Beispiel. Für eine veränderliche Wasserkraft, welche die mittlere Wassermenge $Q = 1{,}25\ m^3$ pro Secunde bei einem nutzbaren Gefälle $H = 1{,}6\ m$ aufweist, soll eine Girardturbine gebaut werden. Es sind die Winkel α, β und δ zu bestimmen.

Die Girardturbine ist eine Actionsturbine und es gelten hiefür die Angaben Gl. (252 bis (254.

Wählt man hiernach im Hinblick auf die Grenzen des Gefälles den Austrittswinkel für den Leitapparat

$$\alpha = 24^0$$

und nimmt den Eintrittswinkel für das Turbinenrad

$$\beta = 2\alpha = 48^0$$

und nach Gl. (269 das Verhältnis

$$\frac{a_1}{a_2} = 0{,}4$$

so erhält man den Austrittswinkel δ für das Turbinenrad nach Gl. (235

$$\sin \delta = \left(\frac{a_1}{a_2}\right) . \sin 2\alpha = 0{,}4 . \sin 48^0 = 0{,}4 . \cos 42^0 = 0{,}4 . 0{,}743 = 0{,}2972$$

somit

$$\delta = 17^0 20' \backsim 17^1/_2{}^0$$

welcher als innerhalb der in Gl. (254 angegebenen Grenzen liegend, beibehalten werden kann.

3. **Beispiel.** Für eine Wasserkraft mit der nahezu constanten Wassermenge $Q = 1{,}25\ m^3$ pro Secunde und das nutzbare Gefälle abzüglich der Widerstände im Einlaufsrohre $H = 7{,}5\ m$ soll eine Jonvalturbine gebaut werden. Es sind die Winkel α, β und δ zu bestimmen.

Es gelten hiefür die Angaben nach Gl. (248 bis (250 und weil hier ein ziemlich bedeutendes Gefälle vorhanden ist, kann man nehmen

$$\alpha = 18^0$$
$$\beta = 110^0$$

und erhält hiermit nach Gl. (232

$$\sin \delta = \frac{1}{\operatorname{cotg} 18^0 - \operatorname{cotg} 110^0} = \frac{1}{\operatorname{cotg} 18^0 + \operatorname{tg} 20^0} =$$
$$= \frac{1}{3{,}078 + 0{,}364} = \frac{1}{3{,}442} = 0{,}290$$

und somit

$$\delta = 16^0 50'$$

welcher Wert den Grenzen nach Gl. (250 entspricht und somit beibehalten werden kann.

Anmerkung. Der Vergleich der Ergebnisse dieses Beispiels mit jenen des 1. Beispieles zeigt deutlich den Einfluss, welchen die Wahl von α und β auf die Größe von δ haben.

4. **Beispiel.** Für eine veränderliche Wasserkraft, bei welcher die disponible Wassermenge im Maximum $0{,}3\ m^3$ pro Secunde und das nutzbare Gefälle beim größten Wasserzufluss $H = 16\ m$ beträgt, wobei schon die Widerstände in der Rohrleitung abgerechnet sind, soll eine Partialturbine und zwar als achsiale Girardturbine nach Fig. 1, Taf. XV und Fig. 1, Taf. XVII, gebaut werden. Es sind die Winkel α, β und δ hiefür zu bestimmen.

In diesem Falle gelten die Angaben nach Gl. (256 bis (258 und man kann nehmen

$$\alpha = 16^0$$
$$\beta = 2\alpha = 32^0$$

und erhält hiermit nach Gl. (235, wenn man noch nach Gl. (269 setzt

$$\frac{a_1}{a_2} = 0,4$$

$$\sin \delta = \left(\frac{a_1}{a_2}\right) . \sin 2\alpha = 0,4 . \sin 32^0 = 0,4 . 0,53 = 0,212$$

und somit

$$\delta = 12^0 13' \sim 12^0 15'$$

welcher Wert innerhalb der in Gl. (258 angegebenen Grenzen liegt und sonach beibehalten werden kann.

5. Beispiel. Für eine veränderliche Wasserkraft, welche die maximale Wassermenge von 0,1 m^3 pro Secunde und das Gefälle $H = 20\ m$ aufweist, soll eine Schwamkrugturbine nach Fig. 1 bis 4, Taf. XX, gebaut werden.

Es ist die Größe der Winkel α, β und δ zu bestimmen.

Auf Grund der Angaben nach Gl. (259 und (260 kann man nehmen

$$\alpha = 24^0$$

$$\beta = 2 . \alpha = 2 . 24 = 48^0$$

und nach Gl. (274

$$\frac{b_1}{b_2} = 0,5$$

ferner nach Gl. (275

$$\frac{r}{r_1} = \frac{4}{5} = 0,8$$

Hiermit erhält man nach Gl. (233

$$\sin \delta = \left(\frac{r}{r_1}\right)^2 . \left(\frac{b_1}{b_2}\right) . \sin 2\alpha = 0,8^2 . 0,5 . \sin 48^0 = 0,320 . \cos 42^0 =$$
$$= 0,32 . 0,743 = 0,238$$

womit sich ergibt

$$\delta = 13^0 47'$$

Da dieser Wert innerhalb der Grenzen nach Gl. (261 liegt, kann derselbe beibehalten werden.

6. Beispiel. Es soll ein Tangentialrad gebaut werden, für die maximale Wassermenge $Q = 0,2\ m^3$ pro Secunde und das nutzbare Gefälle $H = 15,5\ m$. Wie groß werden die Winkel α, β und δ zu machen sein?

Hiefür geben die Gl. (262 bis (264 Anhaltspunkte und man kann nehmen

$$\alpha = 14^0$$

$$\beta = 2 . \alpha = 28^0$$

und nach Gl. (276

$$\frac{b_1}{b_2} = 0,5$$

ferner nach Gl. (277

$$\frac{r}{r_1} = 1,2$$

womit man nach Gl. (233 erhält

$$\sin \delta = \left(\frac{r}{r_1}\right)^2 . \left(\frac{b_1}{b_2}\right) . \sin 2\alpha = 1,2^2 . 0,5 \sin 28^0 = 0,72 . 0,469 = 0,338$$

und hiermit

$$\delta = 19^{\circ}45'$$

Dieser Wert liegt innerhalb der in Gl. (264 angegebenen Grenzen und kann beibehalten werden.

Sind die Winkel α, β und δ bestimmt, so erhält man, wenn man in Gl. (237 den Wert für v aus Gl. 6, Note S. 104 substituiert und im Hinblick auf die dort nicht berücksichtigten Widerstände der Bewegung des Wassers in den Canälen des Leitapparates den Coëfficient $k < 1$ einführt, die absolute Austrittsgeschwindigkeit des Wassers aus dem Leitapparat allgemein

$$c = k \,.\, \sqrt{\frac{g \,.\, H \,.\, \sin \beta}{\cos \alpha \,.\, \sin (\beta - \alpha)}} \quad \ldots\ldots\ldots\ldots (278$$

und hiermit aus Gl. (236 die vortheilhafteste Umfangsgeschwindigkeit des Turbinenrades am Halbmesser r bei Radialturbinen beziehungsweise R bei Achsialturbinen

$$r = k \,.\, \sqrt{\frac{g \,.\, H \,.\, \sin (\beta - \alpha)}{\cos \alpha \,.\, \sin \beta}} \quad \ldots\ldots\ldots\ldots (279$$

Für Actionsturbinen erhält man mit

$$\beta = 2\alpha \quad \ldots\ldots\ldots\ldots (280$$

an Stelle der Gl. (278 und (279, wenn man hierin $\beta = 2\alpha$ setzt, die folgenden

$$c = k \,.\, \sqrt{2 \,.\, g \,.\, H} \quad \ldots\ldots\ldots\ldots (281$$

und

$$v = \frac{c}{2 \,.\, \cos \alpha} \quad \ldots\ldots\ldots\ldots (282$$

Man kann nun im allgemeinen den Coëfficient

$$k = 0{,}9 \text{ bis } 0{,}85 \quad \ldots\ldots\ldots\ldots (283$$

annehmen, welcher annähernd sowohl den Reactionsturbinen als auch den freihängenden Actionsturbinen entspricht.

Bei Bestimmung des Halbmessers muss die Art der Turbine in Betracht gezogen werden, und man kann nehmen:

a) für vollbeaufschlagte Radialturbinen mit innerer Beaufschlagung (Fourneyronturbine, Nagel & Kaemp-Turbine)

$$r = 0{,}564 \,.\, \sqrt{Q} \quad \ldots\ldots\ldots\ldots (284^{*})$$

---

*) Es ist bei Radialturbinen mit innerer Beaufschlagung der Halbmesser r an der Eintrittsstelle des Wassers in das Turbinenrad annähernd gleich dem Halbmesser des, ein kurzes Einlaufsrohr bildenden cylindrischen Turbinenkastens.

b) für vollbeaufschlagte Radialturbinen mit äußerer Beaufschlagung (Francisturbine, Lejeuneturbine)

$$r = 0{,}8 \, . \, \sqrt{Q} \; . \; . \; . \; . \; . \; . \; . \; . \; . \; . \; . \; . \; . \; . \; . \; . \quad (285^{*})$$

c) für vollbeaufschlagte Achsialturbinen mit den Bezeichnungen:

R = mittlerer Halbmesser des Leitapparates und Turbinenrades an der Austrittsstelle des Wassers aus dem Leitapparat, in Meter,

a = Weite (radiale Dimension) der Canäle des Leitapparates an der Austrittsstelle des Wassers, in Meter,

i = Anzahl der Schaufeln des Leitapparates,

σ = Dicke der Leitschaufeln an der Austrittsstelle des Wassers, in Meter,

$$R = \sqrt{\frac{Q}{c \, . \left(\frac{a}{R}\right) . \left(2 \, . \, \pi \, . \, \sin \alpha \, - i \, . \, \frac{\sigma}{R}\right)}} \; . \; . \; . \; . \quad (286^{**})$$

In den Rohren soll aber die Geschwindigkeit des Wassers, wie bereits in Gl. (42 angegeben, 1 m pro Secunde nicht überschreiten. Nimmt man diese Geschwindigkeit auch hier gleich 1 m, so erhält man

$$\pi \, . \, r^2 \, . \, 1 = Q$$

woraus

$$r = \sqrt{\frac{1}{\pi}} \, . \, \sqrt{Q} = 0{,}564 \, . \, \sqrt{Q}$$

und dies ist die oben angegebene Gl. (284.

*) Setzt man bei Radialturbinen mit äußerer Beaufschlagung voraus, dass das vom Turbinenrade abfließende Wasser unmittelbar unter dem Turbinenrade einen Querschnitt vom Halbmesser r_0 hat, wie in Fig. 52, Text, cotiert, wobei annähernd

$$r_0 = 0{,}7 \, . \, r$$

genommen werden kann, und setzt man ferner die Geschwindigkeit des Wassers in diesem Querschnitt gleich 1 m pro Secunde, so erhält man wie in obiger Gl. (284

$$r_0 = 0{,}564 \, . \, \sqrt{Q}$$

und hieraus

$$r = \frac{r_0}{0{,}7} = \frac{0{,}564}{0{,}7} \, . \sqrt{Q} = 0{,}806 \, . \, \sqrt{Q} \backsim 0{,}8 \, . \sqrt{Q}$$

wie in obiger Gl. (285 angegeben ist.

**) Es ist im Hinblick auf die der Gl. (286 zu Grunde liegenden Bezeichnungen, die normale Weite der Austrittsöffnung eines Leitcanales s (Fig. 6, Taf. XIV und Fig. 7, Taf. XV)

$$s = e \, . \, \sin \alpha - \sigma \quad . \; . \; . \; . \; . \; . \; . \; . \; . \; . \; . \quad (1$$

wenn noch e die Schaufeltheilung des Leitapparates bezeichnet und somit der normale Querschnitt der Ausflussöffnung eines Canales

$$a \, . \, s = e \, . \, a \, . \, \sin \alpha - \sigma \, . \, a$$

d) für achsiale Partialturbinen (Girardturbinen,) wenn der Leitapparat nur über $\left(\frac{1}{m}\right)$ des ganzen Radumfanges reicht und übrigens die Bezeichnungen wie bei Gl. (286 gelten

$$R = \sqrt{\frac{m \, . \, Q}{c \, . \left(\frac{a}{R}\right) . \left(2 \, . \, \pi \, . \sin \alpha - i \, . \frac{\sigma}{R}\right)}} \quad . \; . \; . \; . \; . \quad (287^*)$$

e) für radiale Partialturbinen mit innerer oder äußerer Beaufschlagung (Tangentialrad, Schwamkrugturbine), wenn b die Weite (achsiale Dimension) der Leitradcanäle und r den

---

also der gesammte freie Ausflussquerschnitt des Wassers aus dem Leitapparat

$$i \, . \, a \, . \, s = i \, . \, e \, . \, a \, . \sin \alpha - i \, . \, \sigma \, . \, a$$

Weil nun aber die Ausflussgeschwindigkeit gleich c und die pro Secunde ausfließende Wassermenge, die Aufschlagwassermenge Q und somit

$$i \, . \, a \, . \, s = \frac{Q}{c} \quad . \; . \; . \; . \; . \; . \; . \; . \; . \; . \; . \; . \quad (2$$

ist daher auch

$$i \, . \, e \, . \, a \sin \alpha - i \, . \, \sigma \, . \, a = \frac{Q}{c} \quad . \; . \; . \; . \; . \; . \; . \; . \; . \quad (3$$

Nun ist aber

$$i \, . \, e = 2 \, . \, \pi \, . \, R$$

und wenn man die Verhältniszahlen $\left(\frac{a}{R}\right)$ und $\left(\frac{\sigma}{R}\right)$ einführt

$$2 \, . \, \pi \, . \, R^2 \, . \left(\frac{a}{R}\right) . \sin \alpha - i \, . \, R^2 \, . \left(\frac{\sigma}{R}\right) . \left(\frac{a}{R}\right) = \frac{Q}{c}$$

woraus sich ergibt

$$R = \sqrt{\frac{Q}{c \, . \left(\frac{a}{R}\right) . \left(2 \, . \, \pi \, . \sin \alpha - i \, . \frac{\sigma}{R}\right)}} \quad . \; . \; . \; . \; . \; . \quad (4$$

und das ist obige Gl. (286.

*) Für achsiale Partialturbinen ist mit bisherigen Bezeichnungen

$$\frac{1}{m} \; i \, . \, a \, . \, s = \frac{Q}{c}$$

und somit

$$i \, . \, a \, . \, s = \frac{m \, . \, Q}{c} \quad . \; . \; . \; . \; . \; . \; . \; . \; . \; . \; . \quad (5$$

wenn i die Anzahl der Leitschaufeln bezeichnet, welche für den Radumfang gilt, wovon jedoch nur die Anzahl

$$\frac{1}{m} = i$$

am Leitapparat wirklich ausgeführt ist. Das Turbinenrad wird also so groß wie für die $m$fache Wassermenge Q bei voller Beaufschlagung.

Halbmesser des Turbinenrades an der Eintrittsstelle gleich jenem des Leitapparates an der Austrittsstelle (vom Spalt abgesehen) in Meter bezeichnet, übrigens aber die Bezeichnungen wie bei Gl. (286 und (287 gelten

$$r = \sqrt{\frac{m \, . \, Q}{c \, . \left(\frac{b}{r}\right) . \left(2 \, . \, \pi \, . \sin \alpha - i \, . \, \frac{\sigma}{r}\right)}} \quad \text{. . . . . (288*)}$$

Die Weite der Canäle b des Leitapparates ergibt sich für vollbeaufschlagte Radialturbinen (Fourneyronturbine, Nagel & Kaemp-Turbine, Francisturbine) aus der Gl.

$$b = \frac{Q}{c \, . \, i \, . \, s} \quad \text{. . . . . (289}$$

wobei nach Gl. (1 Note Seite 144

$$s = e \, . \sin \alpha - \sigma \quad \text{. . . . . (290}$$

und ferner

$$e = \frac{2 \, . \, \pi \, . \, r}{i} \quad \text{. . . . . (291}$$

Die Anzahl der Schaufeln i des Leitapparates und jene i_1 des Turbinenrades wird je nach der Größe der Turbine:

a) für vollbeaufschlagte Radialturbinen mit innerer Beaufschlagung (Fourneyronturbine, Nagel & Kaemp-Turbinen)

$i = 24$ bis 30 . . . . (292

$i_1 = 30$ bis 36. . . . . (293

b) für vollbeaufschlagte Radialturbinen mit äußerer Beaufschlagung (Francisturbine)

$i = 16$ bis 20 . . . . (294

$i_1 = 24$ bis 30 . . . . (295

Man kann auch bei Turbinen im allgemeinen nehmen

$i_1 = i + 1$ . . . . (296

um Stöße in Folge des Durchganges der Turbinenradschaufel unter der Leitschaufel möglichst wenig fühlbar zu machen oder die Schaufelkanten schief stellen, so daſs sich die Schaufelkanten des Leitapparates an der Austrittsstelle und jene des Turbinenrades an der Eintrittsstelle kreuzen.

Ferner kann man nehmen:

a) für Jonvalturbinen

$i = 16$ bis 20 . . . . (297

$i_1 = 24$ bis 30. . . . . (298

---

*) In Gl. (287 b statt a und r statt R gesetzt.

b) für voll beaufschlagte Girardturbinen

$i = 20$ bis 30 . . . . (299

$i_1 = 30$ bis 40. . . . . (300

c) für achsiale Partialturbinen

$i \gtreqless 35 + 50 . R$ . . . . (301

$i_1 = i + 1$ . . . . (302

d) für radiale Partialturbinen

$i \gtreqless 30 + 30 . r$ bis $35 + 50 . r$ . . . . (303

$i_1 = i + 1$ . . . . (304

Den Beaufschlagungscoëfficient m kann man nehmen

a) für achsiale Partialturbinen

$m = 1$ bis 6 . . . . (305

b) für radiale Partialturbinen mit innerer Beaufschlagung

$m = 6$ bis $\gtreqless 12$. . . . . (306

c) für Tangentialräder mit einseitigem Einlauf

$m = 6$ bis $\gtreqless 10$. . . . . (307

d) für Tangentialräder mit Beaufschlagung an zwei diametral gegenüberliegenden Stellen

$m = 3$ bis 4. . . . . (308

Um die Gleichungen (286 bis (288 zur Berechnung von R beziehungsweise r benützen zu können, müssen noch die Verhältnisse

$$\left(\frac{a}{R}\right), \left(\frac{b}{r}\right) \text{ und } \left(\frac{\sigma}{R}\right), \left(\frac{\sigma}{r}\right)$$

bestimmt werden, wofür man nehmen kann

$\frac{a}{R} = 0{,}25$ bis $0{,}4$ . . . . (309

$\frac{b}{r} = 0{,}25$ . . . . (310

Gußeiserne Schaufeln werden ungefähr eineinhalb bis zweimal so dick genommen als Stahlblechschaufeln und letztere erhalten 4 bis 8 mm Dicke je nach der Größe des Turbinenrades. Man kann also nehmen:

a) für Stahlblechschaufeln

$\frac{\sigma}{R} = \frac{\sigma}{r} = 0{,}01$ . . . . (311

b) für Gußeisenschaufeln

$\frac{\sigma}{R} = \frac{\sigma}{r} = 0{,}02$ . . . . (312

Häufig macht man die Schaufeln des Leitapparates aus Stahlblech und jene des Turbinenrades aus Gusseisen.

Es bedarf in jedem Falle in der Rechnung noch einer Correctur in Bezug auf die Schaufeldicke bei α und δ behufs Erzielung des erforderlichen Durchflussquerschnittes an der Mündung der Canäle.

Diese Correctur wird bei Jonvalturbinen am einfachsten durch nachträgliche Berechnung der Schaufeldicke σ_2 und bei Girardturbinen durch nachträgliche nochmalige Berechnung der Canalweite a_2 bei angenommener Schaufeldicke σ_2 durchgeführt. Es ist mithin für Jonvalturbinen

$$\sigma_2 = e_2 \cdot \sin \delta - s_2 \quad \text{(313}$$

$$e_2 = \frac{2 \pi R}{i_1} \quad \text{(314}$$

$$s_2 = \frac{Q}{w_1 \cdot i_1 \cdot a_2} \quad \text{(315}$$

Entnimmt man für Girardturbinen hiefür s_2 aus dem Schaufelplan, so erhält man den zugehörigen Wert von a_2 aus der folgenden Gl.

$$a_2 = \frac{Q}{w_1 \cdot i_1 \cdot s_2} \quad \text{(315a}$$

In beiden Fällen ist für w_1 sein Wert aus Gl. (241 zu substituieren.

Mit dem Turbinenradhalbmesser R beziehungsweise r ergibt sich für die Umfangsgeschwindigkeit v die minutliche Umdrehungszahl der Turbinenwelle aus der Gl.

$$n = \frac{60 \cdot v}{2 \pi R} = 9{,}549 \frac{v}{R} \quad \text{(316}$$

beziehungsweise

$$n = \frac{60 \cdot v}{2 \pi r} = 9{,}549 \frac{v}{r} \quad \text{(316a}$$

Für Jonvalturbinen mit zwei Abtheilungen (zweispaltige Turbinen) wird man aus Gl. (309 den größeren Wert nehmen, um α genügend groß zu erhalten.

1. Beispiel. Für die im 1. Beispiele Seite 140 in Betracht gezogene Jonvalturbine ist der mittlere Halbmesser des Turbinenrades und die minutliche Umdrehungszahl der Turbinenwelle zu berechnen.

In dem genannten Beispiele wurde der Winkel

$$\alpha = 20^\circ$$
$$\beta = 110^\circ$$

gefunden. Es ist ferner nach den dortigen Angaben

$$Q = 1{,}25\ m^3 \text{ pro Secunde}$$
$$H = 1{,}6\ m$$

und wenn man diese Werte in (Gl. 278 setzt und nach Gl. (283

$$k = 0,9$$

nimmt, so erhält man die absolute Austrittsgeschwindigkeit des Wassers aus dem Leitapparate

$$c = 0,9 \cdot \sqrt{\frac{g \cdot H \cdot \sin\beta}{\cos\alpha \cdot \sin(\beta - \alpha)}} = 0,9 \cdot \sqrt{\frac{9,81 \cdot 1,6 \cdot \sin 110^0}{\cos 20^0 \cdot \sin 90^0}} =$$

$$= 0,9 \cdot \sqrt{\frac{9,81 \cdot 1,6 \cdot \cos 20^0}{\cos 20^0}} = 0,9 \cdot \sqrt{9,81 \cdot 1,6} = 3,565 \; m$$

und nach Gl. (279 die vortheilhafteste Umfangsgeschwindigkeit des Turbinenrades am mittleren Halbmesser R

$$v = 0,9 \cdot \sqrt{\frac{g \cdot H \cdot \sin(\beta - \alpha)}{\cos\alpha \cdot \sin\beta}} = 0,9 \cdot \sqrt{\frac{9,81 \cdot 1,6 \cdot \sin 90^0}{\cos 20^0 \cdot \sin 110^0}} =$$

$$= 0,9 \cdot \sqrt{\frac{9,81 \cdot 1,6}{\cos^2 20^0}} = \frac{0,9}{\cos 20^0} \sqrt{9,81 \cdot 1,6} = \frac{0,9}{0,94} \cdot 3,961 = 3,792 \; m$$

Wählt man nun nach Gl. (297 und (298 die Schaufelzahlen

$$i = 18$$
$$i_1 = 26$$

und nach Gl. (309 das Verhältnis

$$\frac{a}{R} = 0,3$$

endlich nach Gl. (311 das Verhältnis für Stahlblechschaufeln

$$\frac{\sigma}{R} = 0,01$$

so erhält man den mittleren Halbmesser des Turbinenrades nach Gl. (286

$$R = \sqrt{\frac{Q}{c \cdot \left(\frac{a}{R}\right) \cdot \left(2 \cdot \pi \cdot \sin\alpha - i \cdot \frac{\sigma}{R}\right)}} =$$

$$= \sqrt{\frac{1,25}{3,565 \cdot 0,3 \cdot (2 \cdot 3,142 \cdot \sin 20^0 - 18 \cdot 0,01)}} =$$

$$= \sqrt{\frac{1,25}{3,565 \cdot 0,3 (2 \cdot 3,142 \cdot 0,342 - 18 \cdot 0,01)}} = 0,770 \; m$$

und hiermit

$$a = 0,3 \cdot R = 0,3 \cdot 0,77 = 0,231 \backsim 0,230 \; m$$
$$\sigma = 0,01 \cdot R = 0,01 \cdot 0,77 = 0,0077 \backsim 0,0075 \; m$$

oder

$$R = 770 \; mm$$
$$a = 230 \; mm$$
$$\sigma = 7,5 \; mm$$

welche Dimensionen als ganz passend beibehalten werden können.

Hiernach ergibt sich die Umdrehungszahl der Turbinenwelle aus Gl. (314

$$n = 9,549 \cdot \frac{v}{R} = 9,549 \cdot \frac{3,792}{0,770} = 47,02 \backsim 47$$

2. Beispiel. Für eine Girardturbine, welche bei der maximalen Wassermenge $Q = 1{,}25\ m^3$ pro Secunde und dem Gefälle $H = 1{,}6\ m$ voll beaufschlagt wird, wurde im zweiten Beispiele Seite 140 die Winkel

$$\alpha = 24^\circ$$
$$\beta = 48^\circ$$

bestimmt. Es ist der mittlere Halbmesser R des Turbinenrades und die Umdrehungszahl der Turbinenwelle pro Minute zu berechnen.

Nimmt man nach Gl. (283 den Coëfficient

$$k = 0{,}9$$

so erhält man nach Gl. (281 die absolute Austrittsgeschwindigkeit des Wassers aus dem Leitapparat

$$c = k \,.\, \sqrt{2g \,.\, H} = 0{,}9 \,.\, \sqrt{2 \,.\, 9{,}81 \,.\, 1{,}6} = 0{,}9 \,.\, 4{,}43 \,.\, \sqrt{1{,}6} = 5{,}043\ m$$

Ferner erhält man nach Gl. (282 die vortheilhafteste Umfangsgeschwindigkeit v am mittleren Halbmesser R des Turbinenrades

$$v = \frac{c}{2 \,.\, \cos\alpha} = \frac{5{,}043}{2 \,.\, 0{,}914} = 2{,}76\ m$$

Wählt man nun nach Gl. (299 und (300 die Schaufelzahlen

$$i = 24$$
$$i_1 = 36$$

und nach Gl. (309 das Verhältnis

$$\frac{a}{R} = 0{,}25$$

ferner nach Gl. (311 das Verhältnis für Stahlblechschaufeln

$$\frac{\sigma}{R} = 0{,}01$$

so erhält man den mittleren Halbmesser R des Turbinenrades nach Gl. (286

$$R = \sqrt{\frac{Q}{c \,.\, \left(\frac{a}{R}\right) . \left(2 \,.\, \pi \,.\, \sin\alpha - i \,.\, \frac{\sigma}{R}\right)}} =$$

$$= \sqrt{\frac{1{,}25}{5{,}043 \,.\, 0{,}25 \,.\, (2 \,.\, 3{,}142 \,.\, \sin 24^\circ - 24 \,.\, 0{,}01)}} =$$

$$= \sqrt{\frac{1{,}25}{1{,}261 \,.\, (6{,}284 \,.\, 0{,}407 - 0{,}24)}} = 0{,}655\ m$$

Ferner wird

$$a = 0{,}25 \,.\, R = 0{,}25 \,.\, 0{,}655\ m = 0{,}164 \backsim 0{,}165\ m$$
$$\sigma = 0{,}01 \,.\, R = 0{,}00655 \backsim 0{,}0065\ m$$

oder

$$R = 655\ mm$$
$$a = 165\ mm$$
$$\sigma = 6{,}5\ mm$$

und diese Dimensionen können ganz passend beibehalten werden.

Es ergibt sich hiermit die Umdrehungszahl der Turbinenwelle aus Gl. (314

$$n = 9{,}549 \,.\, \frac{v}{R} = 9{,}549 \,.\, \frac{2{,}76}{0{,}655} = 40{,}23 \backsim 40$$

Anmerkung. Würde man für den Winkel α einen kleineren Wert als 24° genommen haben, so würden sich auch für δ und v kleinere Werte ergeben haben, hingegen würde R größer werden und sich somit eine größere, aber langsamer laufende Turbine ergeben haben.

Der Vergleich mit dem vorstehenden 1. Beispiele, in welchem eine Jonvalturbine für die constante Wasserkraft gleicher Größe berechnet ist, läſst deutlich den theoretischen Unterschied dieser beiden Turbinensysteme erkennen.

3. Beispiel. Es ist der mittlere Halbmesser des Turbinenrades und die Umdrehungszahl der Turbinenwelle zu berechnen, für eine achsiale Partial-Girardturbine nach Fig. 1, Taf. XVII, für die maximale Wassermenge $Q = 0{,}3\ m^3$ pro Secunde und das nutzbare Gefälle $H = 16\ m$.

Für diese Turbine wurde bereits (im 4. Beispiel, Seite 141) gefunden

$$\alpha = 16^\circ$$
$$\beta = 32^\circ$$

Setzt man nach Gl. (283 den Coëfficient

$$k = 0{,}9$$

so erhält man nach Gl. (281 die absolute Austrittsgeschwindigkeit des Wassers aus dem Leitapparat

$$c = 0{,}9 \,.\, \sqrt{2g \,.\, H} = 0{,}9 \,.\, \sqrt{2 \,.\, 981 \,.\, 16} = 0{,}9 \,.\, 4{,}43 \,.\, 4 = 15{,}948 \backsim 15{,}95\ m$$

Die vortheilhafteste Umfangsgeschwindigkeit des Turbinenrades am mittleren Halbmesser R ergibt sich nach Gl. (282

$$v = \frac{c}{2 \,.\, \cos\alpha} = \frac{15{,}95}{2 \,.\, \cos 16^\circ} = \frac{15{,}95}{2 \,.\, 0{,}961} = 8{,}298 \backsim 8{,}3\ m$$

Schätzt man nun im Hinblick auf Gl. (301 die Schaufelzahl durch $m = 6$ theilbar

$$i = 66$$

und wählt nach Gl. (309 das Verhältnis

$$\frac{a}{R} = 0{,}25$$

ferner nach Gl. (311 für Stahlblechschaufeln

$$\frac{\sigma}{R} = 0{,}01$$

nimmt man ferner an, daſs der Leitapparat nur über $\frac{1}{6}$ des Turbinenradumfanges ausgeführt werden soll, setzt also die Anzahl der auszuführenden Leitcanäle $\frac{1}{6} \,.\, i$ und somit

$$m = 6$$

so erhält man den mittleren Halbmesser R des Turbinenrades aus der Gl. (287

$$R = \sqrt{\frac{m \,.\, Q}{c \,.\, \left(\frac{a}{R}\right) . \left(2\pi \sin\alpha - i \,.\, \frac{\sigma}{R}\right)}} =$$

$$= \sqrt{\frac{6 \,.\, 0{,}3}{15{,}95 \,.\, 0{,}25 \,.\, (2 \,.\, 3{,}142 \,.\, \sin 16^\circ - 66 \,.\, 0{,}01)}} =$$

$$= \sqrt{\frac{6 \,.\, 0{,}3}{15{,}95 \,.\, 0{,}25 \,.\, (2 \,.\, 3{,}142 \,.\, 0{,}276 - 0{,}66)}} = 0{,}648 \backsim 0{,}65\ m$$

Mit diesem Werte von R erhält man nach Gl. (301 die richtige Schaufelzahl

$$i = 35 + 50 \,.\, R = 35 + 50 \,.\, 0{,}65 = 67{,}5 \backsim 66$$

also war die oben getroffene Schätzung ganz passend und es kann mithin der soeben berechnete Wert für R beibehalten werden. Würde das Ergebnis für i sehr weit von der Schätznng abweichen, so wäre mit einem neuen besser passenden Werte von i die Rechnung nochmals durchzuführen.

Man erhält nun

$$a = 0{,}25 \,.\, R = 0{,}25 \,.\, 0{,}65 = 0{,}162 \backsim 0{,}165 \; m$$
$$\sigma = 0{,}01 \,.\, R = 0{,}01 \,.\, 0{,}65 = 0{,}0065 \; m$$

oder in Millimeter ausgedrückt

$$R = 650 \; mm$$
$$a = 165 \; mm$$
$$\sigma = 6{,}5 \; mm$$

welche Werte als ganz passend beibehalten werden können.

Die minutliche Umdrehungszahl der Turbinenwelle ist nach Gl. (314

$$n = 9{,}549 \,.\, \frac{v}{R} = 9{,}549 \,.\, \frac{8{,}3}{0{,}65} = 121{,}92 \backsim 122$$

Anmerkung. Das Turbinenrad in diesem Beispiel hat nahezu den gleichen Halbmesser R und die gleiche Kranzweite a wie jenes im vorhergegangenen Beispiele ebenfalls einer Girardturbine angehörige, aber es ist ein ganz anderes Rad und es dürfte sich die Nebeneinanderstellung dieser beiden Beispiele, wie vorher die Nebeneinanderstellung der Girardturbine und der für das gleiche Gefälle und die gleiche aber constante Wassermenge gebauten Jonvalturbine für das Verständnis der Gesetze des Turbinenbaues förderlich erweisen.

4. Beispiel. Für die maximale Wassermenge $Q = 0{,}1 \; m^3$ pro Secunde einer veränderlichen Wasserkraft mit $H = 20 \; m$ nutzbarem Gefälle wird eine radiale Partial-Girardturbine mit innerer Beaufschlagung und horizontaler Drehungsachse (Schwamkrugturbine) nach Fig. 1 bis 4, Taf. XX, gebaut. Es ist der innere und äußere Halbmesser des Turbinenrades und die Umdrehungszahl der Turbinenwelle zu berechnen.

Für diese Turbine wurde bereits (im 5. Beispiele Seite 142) gefunden

$$\alpha = 24^0$$
$$\beta = 48^0$$

Nimmt man nach Gl. (283 den Coëfficient

$$k = 0{,}85$$

so erhält man nach Gl. (281 die absolute Austrittsgeschwindigkeit des Wassers aus dem Leitapparat

$$c = 0{,}85 \,.\, \sqrt{2g \,.\, H} = 0{,}85 \,.\, 443 \,.\, \sqrt{20} = 16{,}83 \; m$$

Es ergibt sich ferner die vortheilhafteste Umfangsgeschwindigkeit des Turbinenrades am inneren Halbmesser r desselben nach Gl. (282

$$v = \frac{c}{2 \,.\, \cos \alpha} = \frac{16{,}83}{2 \,.\, \cos 24^0} = \frac{16{,}83}{2 \,.\, 0914} = 9{,}20 \; m$$

Schätzt man die Schaufelzahl im Hinblick auf Gl. (303 durch 12 theilbar und nimmt

$$m = 12$$
$$i = 48$$

setzt man ferner nach Gl. (310 das Verhältnis

$$\frac{b}{r} = 0{,}25$$

und nach Gl. (311 das Verhältnis

$$\frac{\sigma}{r} = 0{,}01$$

so ergibt die Gl. (288 den inneren Halbmesser des Turbinenrades

$$r = \sqrt{\frac{m \,.\, Q}{c \,.\, \left(\frac{b}{r}\right) . \left(2 \,.\, \pi \,.\, \sin\alpha - i \frac{\sigma}{r}\right)}} =$$

$$= \sqrt{\frac{12 \,.\, 0{,}1}{16{,}83 \,.\, 0{,}25\ (2 \,.\, 3{,}142 \,.\, \sin 24^0 - 48 \,.\, 0{,}01)}} =$$

$$= \sqrt{\frac{1{,}2}{4{,}21 \,.\, (6{,}284 \,.\, 0{,}407 - 0{,}48)}} = 0{,}37\ m$$

Es ergibt sich somit die Schaufelzahl nach Gl. (308

$$(i) = 35 + 50 \,.\, r = 35 + 50 \,.\, 0{,}37 = 53{,}5$$

also ist annähernd dem entsprechend

$$i = 48$$

wie bereits gewählt passend beizubehalten, daher vorstehend i eingeklammert.

Es wird ferner

$$b = 0{,}25 \,.\, r = 0{,}25 \,.\, 0{,}37 = 0{,}0925 \backsim 0{,}095\ m$$

$$\sigma = 0{,}01 \,.\, r = 0{,}01 \,.\, 0{,}37 = 0{,}0037 \backsim 0{,}004\ m$$

oder in Millimeter ausgedrückt

$$r = 370\ mm$$

$$h = 95\ mm$$

$$\sigma = 4\ mm$$

welche Verhältnisse ganz passend erscheinen und daher beibehalten werden können.

Der Berechnung des Winkel δ (im 5. Beispiele Seite 142) lag die Bedingung zu Grunde

$$\frac{r}{r_1} = \frac{4}{5}$$

und es ergibt sich hiermit der äußere Halbmesser des Turbinenrades

$$r_1 = \frac{5}{4} \,.\, r = \frac{5}{4} \,.\, 370 = 462{,}5 \backsim 465\ mm$$

Die minutliche Umdrehungszahl der Turbinenwelle ergibt sich nach Gl. (315

$$n = 9{,}549 \,.\, \frac{v}{r} = 9{,}549 \,.\, \frac{9{,}2}{0\ 37} = 237{,}43 \backsim 237$$

5. Beispiel. Es ist ein Tangentialrad mit Ausweitung und Ventilation als Girardturbine auszuführen für die maximale Wassermenge $Q = 0{,}2\ m^3$ pro Secunde und das nutzbare Gefälle $H = 15{,}5\ m$. Wie groß soll der äußere Halbmesser r des Turbinenrades, der innere Halbmesser r_1 desselben und die Umdrehungszahl der Turbinenwelle pro Minute gemacht werden?

Nimmt man für diese Turbine, wie im 6. Beispiele Seite 142 geschehen

$$\alpha = 14^0$$
$$\beta = 28^0$$
$$\frac{r}{r_1} = 1{,}2$$
$$\frac{b_1}{b_2} = 0{,}5$$

und ferner nach Gl. (283 den Coëfficient

$$k = 0{,}85$$

so erhält man nach Gl. (281 die absolute Austrittsgeschwindigkeit des Wassers aus dem Leitapparat

$$c = 0{,}85 \,.\, \sqrt{2g \,.\, H} = 0{,}85 \,.\, \sqrt{2 \,.\, 9{,}81 \,.\, 15{,}5} = 14{,}8\, m$$

und nach Gl. (282 die vortheilhafteste Umfangsgeschwindigkeit des Turbinenrades am äußeren Halbmesser r desselben

$$v = \frac{c}{2 \,.\, \cos \alpha} = \frac{14{,}8}{2 \,.\, \cos 14^0} = \frac{14{,}8}{2 \,.\, 0{,}97} = 7{,}63\, m$$

Schätzt man nun die Schaufelzahl im Hinblick auf Gl. (303 durch 10 theilbar und nimmt unter Voraussetzung eines einseitigen Einlaufes

$$m = 10$$
$$i = 70$$

und nimmt nach Gl. (310 das Verhältnis

$$\frac{b}{r} = 0{,}25$$

und nach Gl. (311 das Verhältnis

$$\frac{\sigma}{r} = 0{,}01$$

so ergibt die Gl. (288 den äußeren Halbmesser des Turbinenrades

$$r = \sqrt{\frac{m \,.\, Q}{c \,.\, \left(\frac{b}{r}\right) . \left(2\,\pi \,.\, \sin \alpha - i \,.\, \frac{\sigma}{r}\right)}} =$$

$$= \sqrt{\frac{10 \,.\, 0{,}2}{14{,}8 \,.\, 0{,}25 \,.\, (2 \,.\, 3{,}142 \,.\, \sin 14^0 - 70 \,.\, 0{,}01)}} =$$

$$= \sqrt{\frac{2}{3{,}7 \,.\, (6{,}284 \,.\, 0{,}242 - 0{,}7)}} = 0{,}81\, m$$

Hiermit erhält man die Schaufelzahl nach Gl. (303

$$i = 35 + 50 \,.\, r = 35 + 50 \,.\, 0{,}81 = 75{,}5 \backsim 70$$

also war obige Schätzung von i gut und es kann der vorstehend berechnete Wert für r beibehalten werden.

Man erhält hiemit

$$b = 0{,}25 \,.\, r = 0{,}25 \,.\, 0{,}81 = 0{,}202 \backsim 0{,}20\, m$$
$$\sigma = 0{,}01 \,.\, r = 0{,}01 \,.\, 0{,}81 = 0{,}0081 \backsim 0{,}008\, m$$
$$r_1 = \frac{r}{1{,}2} = \frac{0{,}81}{1{,}2} = 0{,}675\, m$$

oder in Millimeter ausgedrückt

$$r = 810\ mm$$
$$r_1 = 675\ mm$$
$$b = 200\ mm$$
$$\sigma = 8\ mm$$

Die Anzahl der Schaufeln des Turbinenrades wird nach Gl. (304

$$i_1 = i + 1 = 71$$

und die Umdrehungszahl der Turbinenwelle nach Gl. (315

$$n = 9{,}549 \cdot \frac{v}{r} = 9{,}549 \cdot \frac{7{,}63}{0{,}81} = 90$$

Anmerkung. Die Anzahl der auszuführenden Canäle des Leitapparates wird

$$\frac{i}{m} = \frac{70}{10} = 7 \,.$$

die Schaufeltheilung nach Gl. (291

$$e = \frac{2 \cdot \pi \cdot r}{i} = \frac{2 \cdot 3{,}142 \cdot 810}{70} = 72{,}7\ mm$$

und die normale Weite der Austrittsöffnung eines Canales nach Gl. (290

$$s = e \cdot \sin\alpha - \sigma = 72{,}7 \cdot \sin 14^0 - 8 = 72{,}7 \cdot 0{,}242 - 8 = 9{,}6\ mm$$

und somit der normale Ausflussquerschnitt eines Canales

$$b \cdot s = 200 \cdot 9{,}6 = 1920\ mm^2 = 0{,}001920\ m^2$$

also der Ausflussquerschnitt aller 7 Canäle

$$F = 7 \cdot 0{,}001920 = 0{,}013440\ m^2$$

und weil die Austrittsgeschwindigkeit

$$c = 14{,}8\ m$$

gefunden wurde, so ergibt sich die pro Secunde durch den Leitapparat dem Turbinenrade zufließende Aufschlagwassermenge

$$Q = F \cdot c = 0{,}01344 \cdot 14{,}8 = 0{,}1989 \backsim 0{,}2\ m^3$$

und hiermit ist die Probe für vorstehende Berechnung durchgeführt.

Wollte man aus irgend welchen Gründen eine größere normale Weite der Austrittsöffnung als obige 9,6 mm also weniger als 7 Leitcanäle ausführen, so ist unter Beibehaltung sämmtlicher übrigen Dimensionen nur

$$F = 0{,}01344\ m^2$$

constant zu halten, also wenn z. B. nur 3 Leitcanäle angewendet werden sollen, die normale Weite der Austrittsöffnung s' eines Canals zu setzen

$$s' = \frac{7}{3} \cdot s = \frac{7}{3} \cdot 9{,}6 = 22{,}4\ mm$$

und hiermit ergibt sich die neue Schaufeltheilung e' für den Leitapparat aus der Gl.

$$e' = \frac{s' + \sigma}{\sin\alpha}$$

und wenn für σ die berechnete Größe

$$\sigma = 8\ mm$$

beibehalten wird

$$e' = \frac{22{,}4 + 8}{\sin 14^0} = \frac{30{,}4}{0{,}242} = 124\ mm$$

Aus der Canalweite oder Kranzbreite des Leitapparates (a bei Achsialturbinen, b bei Radialturbinen) ergeben sich die Kranzbreiten des Turbinenrades (a_1 und a_2 für Achsialturbinen, b_1 und b_2 für Radialturbinen) unter Bezugnahme auf die Figuren 4, Taf. XIV, und 5, Taf. XV:

a) für Reactions- und Grenzturbinen und zwar:
für Achsialturbinen

$$a_1 = a \quad \text{(317}$$

für Radialturbinen

$$b_1 = b \quad \text{(317a}$$

b) für Actionsturbinen (Druckturbinen) mit Ausweitung und Ventilation und zwar:
für Achsialturbinen

$$a_1 = a + (10 \text{ bis } 25\,mm) \quad \text{(318}$$

für Radialturbinen

$$b_1 = b + (10 \text{ bis } 25\,mm) \quad \text{(319}$$

Ist hiernach a_1 beziehungsweise b_1 berechnet, so ergibt sich a_2 beziehungsweise b_2 aus den in Gl. (267 bis (277 enthaltenen Angaben.

Die Kranzhöhe ergibt sich für Radialturbinen schon aus der Differenz der beiden Radhalbmesser. Bei Achsialturbinen dagegen muſs dieselbe (b für den Leitapparat, b_1 für das Turbinenrad, wie in Fig. 4, Taf. XIV, und Fig. 5 bis 7, Taf. XV, cotirt) besonders bestimmt werden, und kann man nehmen:

a) für Jonvalturbinen
die Kranzhöhe des Turbinenrades

$$b_1 = \tfrac{1}{3} \cdot R \quad \text{(320}$$

die Kranzhöhe des Leitapparates

$$b = \tfrac{3}{2} \cdot b_1 \quad \text{(321}$$

b) für Girardturbinen
die Kranzhöhe des Turbinenrades

$$b_1 = \tfrac{1}{4} \cdot R \quad \text{(322}$$

die Kranzhöhe des Leitapparates

$$b = \tfrac{3}{4} \cdot b_1 \quad \text{(323}$$

1. Beispiel. Eine Jonvalturbine erhält nach der im 1. Beispiele S. 148 durchgeführten Berechnung die Canalweite oder Kranzbreite des Leitapparates

$$a = 230\ mm$$

und den mittleren Radhalbmesser

$$R = 770\ mm$$

Es ist die Kranzbreite und Kranzhöhe des Turbinenrades und die Kranzhöhe des Leitapparates zu berechnen.

Nach Gl. (316 ist die Kranzbreite des Turbinenrades

$$a_1 = a = 230\ mm$$

Nach Gl. (320 ist die Kranzhöhe des Turbinenrades

$$b_1 = \frac{1}{3} \cdot R = \frac{1}{3} \cdot 770 = 256{,}7 \backsim 260\ mm$$

und nach Gl. (321 die Kranzhöhe des Leitapparates

$$b = \frac{3}{2} \cdot b_1 = 290\ mm$$

2. Beispiel. Für eine achsiale Partial-Girardturbine wurden im 8. Beispiele S. 151 folgende Dimensionen festgestellt:

Canalweite oder Kranzbreite des Leitapparates

$$a = 165\ mm$$

mittlerer Halbmesser des Turbinenrades

$$R = 650\ mm$$

Verhältnis für die Radausweitung

$$\frac{a_1}{a_2} = 0{,}4\,.$$

Wie groß ist die Kranzbreite und die Kranzhöhe des Turbinenrades und wie groß die Kranzhöhe des Leitapparates zu machen?

Man erhält nach Gl. (318 die Kranzbreite des Turbinenrades an der Eintrittsstelle des Wassers, wenn man für die Constante 20 mm nimmt

$$a_1 = a + 20\ mm = 165 + 20 = 185\ mm$$

und hiermit ergibt sich aus dem Verhältnis

$$\frac{a_1}{a_2} = 0{,}4$$

die Kranzbreite an der Austrittsstelle des Wassers

$$a_2 = \frac{a_1}{0{,}4} = \frac{185}{0{,}4} = 462 \backsim 460\ mm$$

Ferner erhält man nach Gl. (322 die Kranzhöhe des Turbinenrades

$$b_1 = \frac{1}{4} \cdot R = \frac{1}{4} \cdot 650 = 162 \backsim 160\ mm$$

und nach Gl. (323 die Kranzhöhe des Leitapparates

$$b = \frac{3}{4} \cdot b_1 = \frac{3}{4} \cdot 160 = 120\ mm$$

Zur vollständigen Dimensionierung des Leitapparates und Laufrades ist nun noch die Bestimmung der Festigkeitsdimensionen erforderlich, also die Bestimmung der Wandstärken des Kranzes, der Radarme und Naben, und man erhält dieselben wie nachstehend angegeben ist.

Die Wandstärke der beiden Wände des Leitapparatkranzes und der Wand des Turbinenradkranzes, an welcher die Arme befestigt sind, nehme man, wenn R in Millimeter eingesetzt wird:

a) bei angegossenen gusseisernen Schaufeln

$\delta_1 = 15\,mm + 0{,}008 \,.\, R$ . . . . (324

b) bei eingegossenen und eingenieteten Stahlblechschaufeln

$\delta'_1 = {}^9/_8 \,.\, \delta_1$ . . . . (325

Die Wandstärke der zweiten Wand des Turbinenradkranzes und eventuell des der Mittelwand bei zweispaltigen Turbinen kann man nehmen:

$\delta'_2 = 0{,}9 \,.\, \delta_1$ . . . . (326

Für die Anzahl der Arme des Turbinenrades dient als Anhalt:

$A = 2 + 0{,}0025 \,.\, R$ . . . . (327

Bezeichnet für den bis zum Achsenmittel verlängert gedachten Arm δ die Armdicke parallel zur Achse und h die Armhöhe normal zur Achse gemessen, für den rechteckigen Armquerschnitt im Achsenmittel, P die Kraft am Turbinenhalbmesser R, so erhält man, wenn alle Maße in Millimetern ausgedrückt werden

$P \,.\, R = {}^1/_6 \,.\, \delta \,.\, h^2 \,.\, S \,.\, A$ . . . . (328

wobei

$P \,.\, R = 716200 \,.\, \frac{N_n}{n}$ . . . . (329

Setzt man in Gl. (328

$\delta = {}^1/_4\, h$ . . . . (330

$S = 1\, kg/mm^2$ . . . . (331

so erhält man für die Bestimmung der Armhöhe die Gl.

$h = \sqrt[3]{24} \,.\, \sqrt[3]{\frac{PR}{A}} = 2{,}9 \,.\, \sqrt[3]{\frac{PR}{A}}$ . . . . (332

Für den ovalen Armquerschnitt ist zu nehmen:

$PR = \frac{\pi}{32}\,\delta h^2 S \,.\, A$ . . . . (328a

$\delta = {}^1/_2\, h$ . . . . (330a

$S = 1\, kg/mm^2$. . . . . (331a

$h = 2{,}731 \sqrt[3]{\frac{PR}{A}}$ . . . . (332a

Bezeichnet ferner

d' den Durchmesser der schmiedeisernen Turbinenwelle,

d den Durchmesser einer gleichfesten vollen gusseisernen Turbinenwelle,

d_a den äußeren und d_i den inneren Durchmesser der gleich festen hohlen gusseisernen Welle (Fig. 5, Taf. XV)

N_n den von der Turbinenwelle zu übertragenden Nutzeffect in Pferdestärken,

n die minutliche Umdrehungszahl der Turbinenwelle,

so kann man nehmen

$$d' = 20\,mm + 122 \,.\, \sqrt[3]{\frac{N_n}{n}} \qquad (333$$

$$d = {}^4/_3 \,.\, d' \qquad (334$$

$$\frac{d_a}{d} = \frac{1}{\sqrt[3]{1 - \left(\frac{d_i}{d_a}\right)^4}} \qquad (335$$

und für gewöhnliche Fälle

$$\frac{d_i}{d_a} = 0{,}6 \text{ bis } 0{,}7 \qquad (336$$

und hierfür aus Gl. (335

$$\frac{d_a}{d} = 1{,}05 \text{ bis } 1{,}10 \qquad (337$$

Die hohle gusseiserne Turbinenwelle kommt gewöhnlich vor bei vertikaler Welle und Überwasserzapfen und es ist dann d_i dadurch bestimmt, dass in der hohlen Welle die Tragsäule und die aus Metall hergestellte, in die hohle gusseiserne Welle eingepasste Lagerbüchse noch Platz finden muss.

Die Nabenlänge des Turbinenrades wird

$$l_2 = 1{,}25\, d' \text{ bis } 1{,}5\, d' \qquad (338$$

und die Wandstärke der Nabe

$$\delta_2 = 10\,mm + {}^1/_3 \,.\, d' \text{ bis } 0{,}5\, d' \qquad (339$$

1. **Beispiel.** Für eine Jonvalturbine sind gegeben oder berechnet:

$Q = 1{,}25\, m^3$ pro Secunde; $H = 1{,}6\, m$; $N_n = 18{,}67\, PS$; $n = 47$; $\alpha = 20^\circ$; $\beta = 110^\circ$; $\delta = 19^\circ$; $i = 18$; $i_1 = 26$; $R = 770\, mm$; $a = a_1 = 230\, mm$; $\sigma = 7{,}5\, mm$; $\sigma_1 = 13\, mm$; $b = 390\, mm$; $b_1 = 260\, mm$.

Es sind die Wandstärken des Leitapparates und des Turbinenrades und die Armdimensionen des letzteren zu berechnen.

Man erhält nach Gl. (324 die Wandstärke des Turbinenradkranzes, weil hier angegossene gusseiserne Schaufeln in Betracht stehen

$$\delta_1 = 15\, mm + 0{,}008 \,.\, R = 15 + 0{,}008 \,.\, 770 = 21\, mm$$

Der Leitapparat erhält eingegossene Blechschaufeln und mithin die Wandstärke nach Gl. (325

$$\delta_1' = {}^9/_8 \,.\, \delta_1 = {}^9/_8 \,.\, 21 = 23{,}6 \backsim 24\, mm.$$

Die Anzahl der Arme des Turbinenrades wird nach Gl. (327

$$A = 2 + 0{,}0025 \,.\, R = 2 + 0{,}0025 \,.\, 770 = 3{,}9 \backsim 4.$$

Es wird ferner nach Gl. (329

$$PR = 716200 \,.\, \frac{N_n}{n} = 716200 \,.\, \frac{18{,}67}{47} = 284500$$

und hiermit nach Gl. (332 die Armhöhe

$$h = 2{,}9 \,.\, \sqrt[3]{\frac{PR}{A}} = 2{,}9 \,.\, \sqrt[3]{\frac{284500}{4}} = 120\ mm$$

somit nach Gl. (329 die Armdicke

$$\delta = \frac{1}{4} \,.\, h = \frac{1}{4} \,.\, 120 = 30\ mm$$

2. Beispiel. Es ist der Durchmesser der Turbinenwelle für die im vorstehenden 1. Beispiele angegebene Jonvalturbine zu berechnen, wenn dieselbe mit Unterwasserzapfen ausgeführt wird.

Da die Turbine mit Unterwasserzapfen ausgeführt wird, kann die Welle aus Schmiedeisen hergestellt werden und man erhält hiefür nach Gl. (333 den Durchmesser

$$d' = 20\ mm + 122 \,.\, \sqrt[3]{\frac{N_n}{n}} = 20 + 122 \,.\, \sqrt[3]{\frac{18{,}67}{47}} = 110\ mm$$

Würde man dieselbe jedoch hohl aus Gusseisen herstellen wollen, so wäre zu nehmen nach Gl. (334 der Durchmesser der vollen gusseisernen Welle

$$d = {}^4/_3 \,.\, d' = {}^4/_3 \,.\, 110 = 146{,}7 \sim 150\ mm$$

Ferner ist nach Gl. (336 das Höhlungsverhältnis

$$\frac{d_i}{d_a} = 0{,}7$$

und somit nach Gl. (337

$$d_a = 1{,}10 \,.\, d = 1{,}10 \,.\, 150 = 165\ mm$$
$$d_i = 0{,}7 \,.\, d_a = 0{,}7 \,.\, 165 = 115{,}5 \sim 115\ mm$$

Die Dimensionierung der Zahnräder der Turbinen ist mit größter Sorgfalt auszuführen und dienen hierzu folgende Anhaltspunkte:

Die Theilung der Zahnräder Eisen in Eisen wird wieder nach Gl. (102, P. I., berechnet, wobei man, weil die hier in Betracht stehenden Räder bedeutender Abnützung unterliegen, Cycloidenverzahnung anwendet und das Verhältnis ψ der Zahnbreite b zur Theilung t

$$\psi = \frac{b}{t} = 3 \text{ bis } 4 \quad \ldots\ldots\ldots\ldots (340$$

ferner die Beanspruchung in der stärkst gespannten Faser setzen kann

$$S = 1{,}67 \text{ bis } 1{,}25\ kg/mm^2 \quad \ldots\ldots\ldots\ldots (341$$

wobei die breiteren Räder mit Rücksicht auf größere Abnützung und sohin mit geringerer Beanspruchung vorausgesetzt sind.

Die Abnützung wird aber unter gleichen Verhältnissen umso größer, je größer die Umfangsgeschwindigkeit v der Räder im Theilkreise ist und kann man nehmen:

$\psi = \frac{b}{t} = 3$; $S = 1{,}67\ kg/mm^2$; für $v < 8\ m$ pro Sec. (342

$\psi = \frac{b}{t} = 3{,}5$; $S = 1{,}43\ kg/mm^2$; für $v = 8$ bis $10\ m$ pro Sec. (343

$\psi = \frac{b}{t} = 4$; $S = 1{,}25\ kg/mm^2$; für $v > 10\ m$ pro Sec. (344

Hiermit erhält man in allen Fällen

$\psi \cdot S = 5$ . . . . (345

und man erhält die Theilung wieder nach Gl. (107 und (108, P. I., oder nach der zugehörigen Tabelle, wobei zu bemerken ist, dass Theilungen über 100 *mm* nicht zu empfehlen sind und deshalb die in der Tabelle angegebene Stichzahl 30, die größte zulässige Stichzahl ist.

Für die Bestimmung der Theilung der hier zumeist angewendeten Räder Holz in Eisen, sowie des Radhalbmessers und der Zähnezahlen gelten die angegebenen Gl. (138 bis (150 und (279 bis (285, P. I. Zur Erzielung einer größeren Eingriffsdauer wird bei Einzelnrädern der Wälzungskreis noch größer als nach Gl. (285, P. I., genommen, und zwar nach Gl. (226 oder (227 wenn das Getriebe mehr als 36 Zähne hat.

Der Querschnitt des Zahnkranzes wird bei Zahnrädern mit Eisenzähnen nach Fig. 2 bis 4, Taf. XXI, bei Zahnrädern mit Holzzähnen (Kämmen, Kammräder) nach Fig. 5 und 6, Taf. XXI, ausgeführt.

Die Holzzähne werden bis zu 180 *mm* Breite eventuell bis 200 *mm* Zahnbreite aus einem Stück, bei größerer Zahnbreite bis 360 eventuell 400 *mm* aus zwei Stücken wie in Fig. 6, Taf. XXI, hergestellt.

Die Radarme werden radial gestellt wie in Fig. 2 bis 4, Taf. XXI, und nach Gl. (138 bis (150, P. I., dimensioniert.

Für die Nabe der Zahnräder kann man nehmen:

die Wandstärke $\delta_2 = {}^1/_2\, d'$ . . . . (346

die Länge $l_2 = 1{,}25\, d'$ bis $1{,}5\, d'$ so dass $l_2 \gtreqless b$ . . (347

Lange Naben werden mit Aushöhlung und beiderseitiger nach dem Wellendurchmesser d' ausgebohrter Passleiste von der Breite ${}^3/_8\, d'$ hergestellt.

Der conische Keil von den Dimensionen

$\xi = 3\ mm + 0{,}25\, d'$ . . . . (348

$\zeta = 3\ mm + 0{,}15\, d'$ . . . . (349

erhält ${}^1/_{100}$ Anzug in der Radnabe.

Für die Dimensionierung des Riementriebes bei Schwamkrugturbinen gibt wieder die Tabelle der Riemenscheiben und Riemen, P. I. S. 237, Anhaltspunkte.

1. Beispiel. Von einer verticalen Turbinenwelle, welche bei 60 minutlichen Umdrehungen 44 *PS* Nutzeffect liefert, ist eine horizontale Turbinenwelle mit 90 minutlichen Umdrehungen durch Kegelräder Holz in Eisen zu betreiben. Es sind die Dimensionen der Zahnräder zu bestimmen.

Es ist für das größere Rad

$$N = 44$$
$$n = 60$$

und mithin der Halbmesser desselben nach Gl. (280 P. I.

$$R = (4 + i) \,.\, d'$$

wobei

$$i = \frac{90}{60} = 1{,}5$$

$$d' = 120 \,.\, \sqrt[3]{\frac{N}{n}} = 120 \,.\, \sqrt[3]{\frac{44}{60}} = 120 \,.\, \sqrt[3]{0{,}733} \sim 110\, mm$$

somit

$$(R) = 5{,}5 \,.\, 110 = 605\, mm$$

und wegen

$$PR = 716200 \,.\, \frac{N}{n}$$

$$P = \frac{716200 \,.\, 0{,}733}{605} = 867\, kg$$

Der zunächst liegende Wert bei Abrundung nach unten ist nach der Tabelle S. 86 P. I. für Räder Eisen in Eisen $P = 742\, kg$ und hiefür

$$\frac{t}{\pi} = 16;\ t = 50{,}265$$

mithin für Räder Holz in Eisen

$$t_1 = 1{,}25\, t = 62{,}832;\ \frac{t_1}{\pi} = 20$$

womit die Zähnezahl des Rades auf der Turbinenwelle

$$z = \frac{2R}{\left(\frac{t_1}{\pi}\right)} = \frac{2 \,.\, 605}{20} = 60{,}5 \sim 60$$

und somit der Theilkreisdurchmesser dieses Rades

$$D = z \,.\, \left(\frac{t_1}{\pi}\right) = 60 \,.\, 20 = 1200\, mm;\ R = {}^1\!/_2 \,.\, D = 600\, mm$$

daher oben R eingeklammert.

Das kleinere Rad erhält den Durchmesser

$$D_1 = \frac{1}{i} \,.\, D = \frac{60}{90} \,.\, D = \frac{2}{3} \,.\, 1200 = 800\, mm;\ R_1 = {}^1\!/_2 \,.\, D_1 = 400\, mm$$

und die Zähnezahl

$$z_1 = \frac{2}{3}\, z = 40$$

2. **Beispiel.** Die im 4. Beispiele S. 152 dimensionierte Schwamkrugturbine ergibt bei einem Wirkungsgrade

$$\eta = 0{,}70$$

eine Nutzleistung an der Turbinenwelle

$$N_n = 18{,}7\ PS$$

bei der minutlichen Umdrehungszahl

$$n = 237$$

Dieser Effect soll mittels Riemen auf eine Transmissionswelle mit

$$n_1 = 200$$

minutlichen Umdrehungen übertragen werden. Es ist der Riementrieb zu dimensionieren.

Das Übersetzungsverhältnis

$$i = 237 : 200 = 1{,}185$$

ist von 1 nicht viel verschieden und es können mithin für den Halbmesser der kleineren Scheibe d. i. jener auf der Turbinenwelle die Dimensionen aus der Tabelle P. I. S. 237 direct entnommen werden und zwar für

$$\frac{N}{n} = \frac{N_n}{n} = \frac{18{,}7}{237} = 0{,}08$$

Die zunächst gelegenen Werte sind bei Abrundung nach oben und Anwendung eines einfachen Lederriemens

$$R = 600\ mm;\ \beta = 180\ mm;$$

Es ergibt sich hiermit die Riemengeschwindigkeit

$$v = \frac{2\,\pi\,Rn}{60} = \frac{2\,\pi\,.\,0{,}6\,.\,237}{60} = 14{,}89\ m$$

welche noch ganz annehmbar ist und ferner der Halbmesser der Gegenscheibe auf der Transmission

$$R_1 = i\,.\,R = 1{,}185\,.\,600 = 711 \backsim 710\ mm$$

Sollten örtliche Verhältnisse eine Scheibe von 710 *mm* Halbmesser für die Transmissionswelle zu groß erscheinen lassen, so würde neuerlich R_1 so groß als zulässig zu wählen und hiernach R und β zu berechnen sein.

Die Tragsäule für den Überwasserzapfen wird aus Schmiedeisen hergestellt und wie der Turbinenzapfen selbst durch das Gewicht der rotierenden Theile (Turbinenrad G_1, hohle Welle mit dem Turbinenzapfen G_2, Zahnrad auf der Turbinenwelle G_3 zur Kraftübertragung auf die Transmission) und durch den verticalen Wasserdruck V auf die Schaufeln des Turbinenrades belastet und auf Zerknickungsfestigkeit beansprucht.

Bezeichnet

$\mathfrak{D}$ den Durchmesser der schmiedeisernen Tragsäule in Millimeter (Fig. 5, Taf. XV)

$W = \frac{\pi}{64}\mathfrak{D}^4$ das Querschnittsträgheitsmoment

$E = 20000$ den Elasticitätsmodul für Schmiedeisen

$m = 20$ den Sicherheitscoëfficient gegen den schwingenden Zustand

d den äußeren Durchmesser der ringförmigen Lauffläche des Turbinenzapfens in Millimeter

$d_1 = \frac{1}{2} d$*) den inneren Durchmesser der ringförmigen Lauffläche des Turbinenzapfens in Millimeter

$P = G_1 + G_2 + G_3 + V$ die totale Belastung des Turbinenzapfens und der Tragsäulen

p den Flächendruck des Turbinenzapfens in Kilogramm pro 1 mm^2

L die Länge der Tragsäule

n die Umdrehungszahl der Turbinenwelle pro Minute

so ist für den Turbinenzapfen

$$\frac{3}{4} \cdot \frac{\pi}{4} \cdot d^2 \cdot p = P \quad \text{(350}$$

woraus

$$d = \sqrt{\frac{4}{3} \cdot \frac{4}{\pi} \cdot \frac{1}{p} \cdot P} \quad \text{(351}$$

welcher Wert im Hinblick auf die anzubringende Schmiernuth noch etwas zu vergrößern sein wird.

Man erhält hieraus für Stahlzapfen auf Bronceunterlage für

$$n \leqq 150$$
$$p = 0{,}5\ kg/mm^2$$
$$d = 1{,}84 \cdot \sqrt{P} \quad \text{(352}$$

für

$$n > 150$$
$$p = \frac{75}{n}\text{**)}$$
$$d = 0{,}15 \cdot \sqrt{P \cdot n} \quad \text{(353}$$

und für Stahlzapfen auf Pockholzunterlage

$$p = 1\ kg/mm^2$$
$$d = 1{,}3 \cdot \sqrt{P} \quad \text{(354}$$

ferner für die Tragsäule

$$m \cdot P = \pi^2 \cdot \frac{W \cdot E}{L^2} \quad \text{(355}$$

*) Eine schmälere Ringfläche bietet mehr Sicherheit gegen die ungleichmäßige Abnützung in Folge der Verschiedenheit der Umfangsgeschwindigkeiten an Punkten mit verschiedenen Radien. Bei neueren Turbinenconstructionen findet sich dieses Verhältnis noch größer, so dass statt des Zapfens und seiner Unterlage, aus Phosphorbronze hergestellte ziemlich harte Ringe mit ebener Lauffläche den achsialen Druck aufnehmen und somit Druckringe (Ringzapfen) statt des Spurzapfens vorhanden sind.

**) Nach Reuleaux, Der Constructeur, 4. Aufl. Seite 253.

woraus

$$W = \frac{L^2}{\pi^2 . E} . m . P \quad \ldots\ldots \quad (356$$

und wegen

$$W = \frac{\pi}{64} \mathfrak{D}^4 \quad \ldots\ldots \quad (357$$

auch

$$\mathfrak{D} = \sqrt[4]{\frac{64}{\pi}} . \sqrt[4]{W} = 2{,}13 . \sqrt[4]{W} \quad \ldots\ldots \quad (358$$

Zur Bestimmung der in vorstehenden Gleichungen vorkommenden Belastung P ist nun außer der in bekannter Weise vorzunehmenden Gewichtsberechnung für G_1, G_2 und G_3 noch die Berechnung des verticalen Wasserdruckes V auf das Turbinenrad erforderlich,*) und man kann annähernd setzen

für Jonvalturbinen ($\gamma = 1000$)

$$V = 2 . \pi . R . a . \left(H - \frac{c^2}{2g}\right) . \gamma \quad \ldots\ldots \quad (359^{**})$$

für achsiale Girardturbinen

$$V = \frac{P}{tg\, \varphi} \quad \ldots\ldots \quad (360^{***})$$

$$P = \frac{716200 . N_n}{R . n} \quad \ldots\ldots \quad (361$$

---

*) Eine interessante Abhandlung „Über den Druck des Wassers auf Turbinenräder" von A. Salaba ist in der Zeitschrift des österr. Ingenieur- und Architecten-Vereins, XXIII. Jhrg. S. 183, enthalten.

**) Nach der Note S. 108 ist der Spaltenüberdruck in Meter Wassersäulenhöhe

$$x = H - \frac{c^2}{2g}$$

Derselbe wirkt auf die Radfläche (alle Dimensionen in Meter)

$$2 . \pi . R . a$$

und es ist somit der Druck in Kilogramm ausgedrückt, wenn $\gamma = 1000$ das Gewicht von 1 m^3 Wasser in Kilogramm bezeichnet

$$V = 2 . \pi . R . a . \left(H - \frac{c^2}{2g}\right) . \gamma .$$

***) Hierbei ist V die verticale Componente des am mittleren Halbmesser R in einem unter dem mittleren Winkel φ gegen die Radebene geneigt gedachten Schaufelelemente zur Schaufelfläche normalen Wasserdruckes, dessen horizontale Componente die dem Nutzeffect N_n bei der Umdrehungszahl n entsprechende Umfangskraft am mittleren Halbmesser R ist, wie in Fig. 6, Taf. XV, gezeichnet.

$$\varphi = \frac{1}{2} . (90^0 + \delta) \quad \ldots \ldots \ldots \ldots \ldots \quad (362$$

1. **Beispiel.** Es ist der Durchmesser des Spurzapfens der im 1. Beispiele Seite 159 angegebenen Jonvalturbine mit Unterwasserzapfen zu berechnen.

Es sei der Zeichnung entnommen die Länge der schmiedeisernen Welle

$$L = 3{,}5\ m$$

der Durchmesser derselben

$$d' = 120\ mm$$

so ist das Gewicht derselben annähernd

$$G_2 = 310\ kg$$

ferner ergebe die nach der Zeichnung ausgeführte Gewichtsberechnung das Gewicht des Turbinenrades

$$G_1 = 550\ kg$$

und das Gewicht des Zahnrades auf der Turbinenwelle

$$G_3 = 320\ kg$$

Die Geschwindigkeit des Wassers im Spalt beim Übertritt aus dem Leitapparat in das Turbinenrad wurde berechnet (1. Beispiel S. 148) mit

$$c = 3{,}565\ m$$

und es wird hiermit der Spaltüberdruck

$$x = H - \frac{c^2}{2g} = 1{,}6 - \frac{3{,}565^2}{2 . 9{,}81} = 0{,}952\ m$$

somit wird nach Gl. (359 der verticale Wasserdruck annähernd

$$V = 2 . \pi . R . a . \left(H - \frac{c^2}{2g}\right) . \gamma = 2 . 3{,}142 . 0{,}77 . 0{,}23 . 0{,}952 . 1000 = 1060\ kg$$

Nun wird die totale Belastung des Turbinenzapfens, wenn man noch 5 % Zuschlag zu den durch die Rechnung gewonnenen Werten annimmt und abrundet

$$P = 1{,}05 . (550 + 310 + 320 + 1060) = 2450\ kg$$

Weil nun die minutliche Umdrehungszahl der Turbinenwelle

$$n = 47 < 150$$

so erhält man den äußeren Durchmesser des Spurzapfens, Stahl auf Metall nach Gl. (352

$$d = 1{,}84 . \sqrt{P} = 1{,}84 . \sqrt{2450} = 91 \backsim 95\ mm$$

wenn man im Hinblick auf die Schmiernuthen nach **oben** abrundet.

Der Durchmesser der Höhlung des Zapfens wird nun

$$d_1 = \frac{1}{2} . d = \frac{1}{2} . 95 = 47{,}5 \backsim 45\ mm$$

ebenfalls im Hinblick auf die Schmiernuthe nach **unten** abgerundet.

2. **Beispiel.** Es ist der Durchmesser der schmiedeisernen Tragsäule für die in vorstehendem 1. Beispiele behandelte Jonvalturbine zu bestimmen, wenn diese mit hohler gußeiserner Welle und Überwasserzapfen ausgeführt wird.

Es sei nach dem soweit ausgeführten Zeichnungsentwurf die Länge der Tragsäule

$$L = 2700\ mm$$

ferner wie vorstehend angenommen die totale Belastung der Tragsäule

$$P = 2450\ kg$$

und wie oben angegeben der Elasticitätsmodul für Schmiedeisen

$$E = 20000$$

und der Sicherheitscoëfficient gegen den schwingenden Zustand

$$m = 20$$

dann ergibt sich aus Gl. (356 das Querschnittsträgheitsmoment

$$W = \frac{L^2}{\pi^2 \cdot E} \cdot m \cdot P = \frac{2700^2 \cdot 20 \cdot 2450}{9,87 \cdot 20000} = 1810000$$

und somit aus Gl. (358 der Durchmesser der Tragsäule

$$\mathfrak{D} = 2,13 \cdot \sqrt[4]{W} = 2,13 \cdot \sqrt[4]{1810000} = 78,2 \backsim 80 \, mm$$

6. Herstellung der Turbinen. Es ist insbesondere bei den Turbinen von größter Wichtigkeit, dass in den Arbeitszeichnungen die zu bearbeitenden Flächen deutlich gekennzeichnet werden, also nach der bereits vielfach gebräuchlichen Methode durch Veränderung mit rother Farbe oder mit rothem Stift, damit den in der Zeichnung ausgedrückten theoretischen Anforderungen auch bei der praktischen Ausführung der gezeichneten Bestandtheile genauestens entsprochen werden könne, letzteres aber ist im Hinblick auf den Einfluss, welchen eine exacte Ausführung bei Herstellung der Turbine auf den Wirkungsgrad der in Betrieb gestellten Turbine hat, zur Erzielung eines günstigen Wirkungsgrades unerlässlich.

Das Turbinenrad (bei Vollturbinen auch der Leitapparat) wird gewöhnlich mit Schablonen mittels der Formmaschine geformt, wobei die Canäle durch in besonderen Kernkästen hergestellte getrocknete und bei Zusammensetzung der Gussform in diese eingelegte Sandkerne gebildet werden. Werden die Schaufeln aus Gusseisen mit dem Rade in einem Stück gegossen, so bleiben die der Wandstärke der Schaufeln entsprechenden Zwischenräume zwischen den Kernen Hohlräume, in welche das in die Form gegossene Eisen einfließt. Werden jedoch die Schaufeln aus Stahl- oder Eisenblech hergestellt und eingegossen, so werden diese in die Form eingelegt. Die Blechschaufeln werden aber vorher über gusseiserne Formstücke im rothglühenden Zustande in die erforderliche Schaufelform gebracht und an den einzugießenden Rändern schwalbenschwanzförmig gezackt oder durchlöchert und verzinnt, um eine bessere Verbindung herzustellen. Die Blechschaufeln können aber auch erst nachträglich durch Vernietung mit den besonders gegossenen Radkränzen verbunden werden; sie werden zu diesem Zwecke an den betreffenden Rändern so eingefeilt, dass hinreichend lange Zapfen in bestimmter Entfernung entstehen, und letztere werden in die dazu passenden Löcher der Kränze eingeschoben und an den vorstehenden Enden vernietet.

Übrigens werden die Schablonen und Modelle nach dem Schwindmaß angefertigt, mit Zugabe zur Bearbeitung an den zu bearbeitenden Stellen.

Die hohle gusseiserne Turbinenwelle wird gewöhnlich liegend gegossen und muss daher in der Höhlung hinreichend weit sein, damit in Folge des Verziehens eine andere Bearbeitung im Inneren außer jener des Ausbohrens der Stellen, an welchen die Lagerbüchsen eingepasst werden, nicht erforderlich wird.

Bei kleineren Turbinen wird das Armkreuz mit dem Schaufelkranze des Turbinenrades gleich in einem Stück gegossen, wie in Fig. 4, Taf. XIV, gezeichnet; bei größeren Turbinen und in besonderen Fällen hingegen wird das Armkreuz mit der Nabe besonders gegossen und mit dem Schaufelkranze verschraubt, wie in Fig. 5, Taf. XV, und Fig. 4, Taf. XX, und Fig. 54, Text, gezeichnet.

Die Verbindung des Turbinenrades mit der verticalen Turbinenwelle erfolgt entweder in der Art, dass das Turbinenrad mittels Nasenkeil auf cylindrischem Achskopf, Fig. 4, Taf. XIV, aufgekeilt und mittels Stellschraube in der Höhenlage gesichert wird, oder in der Art, dass das Turbinenrad sich auf einen außen conischen zweitheiligen Ring auflegt, welcher in eine, in den ebenfalls cylindrischen Achskopf eingedrehte Nuth eingelegt ist, wie in Fig. 5, Taf. XV, und mittels eingelassenem Keil aufgekeilt wird, oder endlich in der Art, dass das Turbinenrad auf den nach unten verstärkten conisch abgedrehten Achskopf (Fig. 7, Taf. XXI) aufgesetzt und mittels eines Längskeiles oder eines durch die Welle hindurch geschlagenen Querkeiles befestigt wird.

Bei Turbinen mit nicht nachstellbarem Spurlager wird das Turbinenrad auf der Welle und dem eingelassenen Keil mittels Zugschrauben in die richtige Höhenlage eingestellt, welche mit ihren Ankerköpfen in die Radnabe eingreifen und deren Gewindebolzen durch eine an der Welle vorhandene Flansche hindurchgehen, wie in Fig. 4, Taf. XVIII, und Fig. 54, Text, gezeichnet; diese Art der Verbindung des Turbinenrades mit der Welle kommt gewöhnlich bei Tangentialrädern vor.

Das Abdrehen des Schaufelkranzes des Turbinenrades und Leitapparates erfolgt auf großen Plandrehbänken.

Bei der Montierung der Turbinen mit verticaler Welle ist die genaue Horizontalstellung des Leitapparates und des Turbinenrades mittels einer genau adjustierten Wasserwage, und mithin die Verticalstellung der Turbinenwelle die Hauptsache.

Die Regulierung der Spaltweite erfolgt mittels des nachstellbaren Spurlagers oder mittels der das Turbinenrad auf der Achse verschiebenden Zugschrauben.

Bei der Schwamkrugturbine dagegen ist die genaue horizontale Lage der Turbinenwelle mittels der Wasserwage einzurichten.

Bei der Montierung der Lagerung sind nochmals die Ölnuthen nachzusehen und eventuell nicht schon vorher angebrachte jetzt herzustellen.

Bei der Inbetriebsetzung neu aufgestellter Turbinen ist reichliches Zuführen des Schmieröles bei fleißiger Beobachtung der Lager nöthig, bis sich alle Theile gehörig eingelaufen haben.

Bei Unterwasserzapfen und sonst schwer zugänglichen Zapfen richtet man continuirliche Schmierung ein, indem man das Öl von einem höher gestellten Blechgefäß durch ein Rohr unter Druck in das Lager führt und das vom Lager abfließende Öl durch ein zweites Rohr nach einem etwas tiefer als das erstere gestellten Blechgefäße abfließen läſst (Fig. 7, Taf. XIX, und Fig. 7, Taf. XXI).

7. **Anforderungen des Betriebes.** Abgesehen von der für den andauernd ungestörten Betrieb wichtigen Anforderung an die Montierung und Lagerung der Turbinenwelle, stellt sich als wichtigste Anforderung des Betriebes die Regulierung bei veränderlichem Kraftbedarf und jene bei veränderlichem Wasserzufluſs heraus. Es liegt viel daran, ob namentlich die letztere Anforderung, nämlich die Regulierung für veränderlichen Wasserzufluſs so ausgeführt werden kann, daſs hierdurch keine wesentliche Einbuße am Wirkungsgrade erlitten wird, weil diese Anforderung in vielen Fällen bei Herstellung neuer Anlagen dafür entscheidend ist, ob insbesondere ein oberschlächtiges Wasserrad oder eine Turbine vorzuziehen sein wird, da ein geringerer Wasserzufluſs beim oberschlächtigen Wasserrad theoretisch eine Steigerung und praktisch zumindest keine Herabminderung des Wirkungsgrades mit sich bringt, während sich bei Turbinen bei geringerem Wasserzufluſs in Folge der Regulierung leicht eine Herabminderung des Wirkungsgrades einstellt. Diese Herabminderung wird sich am geringsten erweisen, wenn die Regulierung eine so vollkommene ist, wie bei der Nagel & Kaemp-Turbine mit verstellbarer Directionsscheibe und Zwischenkrone (Fig. 43, Text), hingegen werden alle anderen bei Besprechung der Constructionsdetails angeführten Regulierungsvorrichtungen eine weitere Herabminderung des Wirkungsgrades zur Folge haben. Sinkt aber der Wirkungsgrad von η auf η', während bei gleichbleibendem Gefälle die

Wassermenge von Q auf Q' sinkt, so stellt sich das Verhältnis der Arbeitsleistung N'_n bei geringerem Wasserzufluſs zu jener N_n bei normalem Wasserzufluſs wie folgt:

$$\frac{N'_n}{N_n} = \frac{\eta' . Q'}{\eta . Q}$$

und daraus folgt

$$N'_n = \frac{\eta'}{\eta} . \frac{Q'}{Q} . N_n$$

und wenn z. B. für $Q = 1\, m^3$/Sec.; $\eta = 0{,}72$ und $N_n = 50\, PS$ und für $Q' = 0{,}5\, m^3$/Sec.; η' 0,66 ausfällt, so wird

$$N'_n = \frac{0{,}66}{0{,}72} . \frac{0{,}5}{1} . 50 = 23\, PS$$

während sich, wenn eine Herabminderung des Wirkungsgrades nicht erfolgt wäre, 25 PS ergeben haben würden.

Am meisten wird der Wirkungsgrad bei der Regulierung durch Ringschützen oder Drosselklappen herabgemindert und zwar im quadratischen Verhältnisse zur Wassermenge, so daſs sich ergibt

$$\frac{\eta'}{\eta} = \left(\frac{Q'}{Q}\right)^2$$

und somit

$$N'_n = \frac{\eta'}{\eta} . \frac{Q'}{Q} . N_n = \left(\frac{Q'}{Q}\right)^3 . N_n$$

und es sinkt somit der Nutzeffect im cubischen Verhältnisse der Wassermengen. Man erhält hiernach, wenn $Q = 1\, m^3$/Sec. und $Q' = {}^1\!/_2\, m^3$/Sec. $N_n = 50\, PS$

$$N'_n = \left(\frac{1}{2}\right)^3 . N_n = \frac{1}{8}\, N_n = 6{,}25\, PS$$

während sich, wenn eine Herabminderuug des Wirkungsgrades nicht erfolgt wäre, 25 PS ergeben hätten.

Deshalb ist die Regulierung durch Ringschützen oder Drosselklappen für veränderlichen Wasserzufluſs unbrauchbar und nur auf jene Fälle zu beschränken, in welchen bei constantem Wasserzufluſs eine Regulierung für veränderlichen Kraftverbrauch nothwendig erscheint, weil es in diesem Falle ganz gleichgiltig ist, in welcher Weise die Kraftherabminderung erreicht wird.

Arbeitet die Turbine allein, so kann man die Regulierung derselben für veränderlichen Kraftbedarf selbstthätig durch einen auf die Bewegung

der Ringschütze oder des Regulierschiebers einwirkenden Centrifugalregulator bewerkstelligen. Arbeitet dagegen die Turbine mit einer Dampfmaschine zusammen, so wird der Regulator der Turbine außer Thätigkeit gesetzt und die Regulierung dem Regulator der Dampfmaschine überlassen, weil die auf den Dampfverbrauch einwirkende Regulierung durch den Regulator der Dampfmaschine ökonomisch vortheilhafter ist.

IV. Die Dampfkessel.

1. Zweck und Arten der Dampfkessel. Die Dampfkessel dienen zur Erzeugung des in den verschiedenen Zweigen der Industrie und des Gewerbes verwendeten Dampfes, insbesondere für den Dampfmaschinenbetrieb.

Es gibt im Hinblick auf ihre Einrichtung und Aufstellung verschiedene Arten von Dampfkessel, die wichtigsten derselben kommen in dem Capitel „Dampfkesselsysteme" in Betracht.

2. Hauptheile einer Dampfkessel-Anlage. Dieselben sind folgende:

1. Die Feuerung. Zu derselben gehört der Rost, die Feuerbrücke, die Herdplatte, der Heizthürrahmen mit der Heizthüre, der Aschenfall und eventuell die Aschenfallthüre oder Aschenfallklappe. In Fig. 56 bis 59, Text, sind die Benennungen der bezeichneten Theile angegeben. Die Feuerung dient dazu, das zur Verwendung gelangende Brennmaterial — gewöhnlich Steinkohle und Braunkohle, seltener Koks, Holz, Sägespäne, Gerberlohe, Stroh — aufzunehmen und möglichst vollständig zu verbrennen, um eine möglichst vollkommene Entwicklung der Heizkraft des jeweilig verwendeten Brennmateriales zu erzielen.

Die zur Verbrennung erforderliche Luft gelangt bei den gewöhnlichen Feuerungen entweder unter der Heizthüre von der Seite des Heizerstandes unter den Rost und durch die Rostspalten (freie Rostfläche) in den Feuerraum, wie in Fig. 58 und 59, Text, oder durch einen besonderen, auch zur Entfernung der Asche und Schlacke aus dem Aschenfall dienenden Gang, welcher entweder, wie in Fig. 3, Taf. XXIX, vor dem Aschenfall unter dem Heizerstand oder wie in Fig. 56, Text, hinter dem Aschenfall unter dem Kessel angebracht ist.

Die im Feuerraum von entsprechender Höhe über dem Roste sich entwickelnden Heizgase werden bei ihrem Durchzug über der Feuerbrücke zusammengedrängt, um eine bessere Mischung und innigere Berührung

derselben und hierdurch eine vollständigere Verbrennung zu erzielen. Die Feuerbrücke ist deshalb aus feuerfesten Ziegeln hergestellt.

Nach ihrer besonderen Einrichtung unterscheidet man verschiedene Feuerungssysteme, wovon die wichtigsten später besonders in Betracht kommen.

2. Der Dampfkessel. Derselbe ist ein entsprechend geformter, gewöhnlich aus Eisen- oder Stahlblech durch Nietung (eventuell Schweißung) oder auch aus schmiedeisernen Röhren in geeigneter Weise angefertigter Apparat, an welchem sich der Dampfsammler oder Dom, entsprechende Rohransätze für die Ventile und Hähne und bei größeren Kesseln die Mannlöcher oder Fahrlöcher zum Befahren des Kessels beim Kesselputzen und bei der inneren Revision, bei kleineren Kesseln die erforderlichen Putzlöcher und Schlammlöcher oder Auswaschlöcher sammt zugehörigen Verschlussdeckeln befinden.

Zur Ventilation des Kessels beim Kesselputzen werden zweckmäßig wenigstens zwei Mannlöcher an einem Dampfkessel angebracht; eines oben am Kessel (wie *M* in Fig. 56, Text) und eines möglichst tief unten (wie M_1 in Fig. 56, Text).

Zum Kessel gehören auch die je nach seiner Einmauerungs- oder Aufstellungsart erforderlichen angenieteten Tragpratzen oder untergestellten Tragfüße, welche gewöhnlich aus Gusseisen hergestellt sind. Der Kessel, Fig. 11, Taf. XXIX, ist vorne an einem auf dem Kesselmauerwerk gestützten gusseisernen Doppelt T Träger mit Fußangüssen, mittels Schrauben aufgehängt und es sind dazu entsprechend geformte Stücke an den Kessel angenietet.

Nach ihrer besonderen Einrichtung unterscheidet man verschiedene Dampfkesselsysteme, wovon die wichtigsten später besonders in Betracht kommen.

3. Die Kesseleinmauerung, welche bei stationären Kesseln diese zum Schutze gegen Wärmeausstrahlung umhüllt und die Feuerzüge, Rauchcanäle oder Züge kurzweg enthält, in welchen die Heizgase an den Kesselwänden hingeführt werden, um ihre Wärme an das im Kessel enthaltene Wasser behufs Dampferzeugung abzugeben. Man unterscheidet hierbei den ersten, zweiten und dritten Zug, in manchen Fällen kommen noch mehr Züge vor.

Bei dem in Fig. 56, Text, gezeichneten Dampfkessel geht der erste Zug *I* unter dem wenig geneigt liegenden cylindrischen Kesseltheil von der Feuerbrücke nach rückwärts, der zweite Zug *II* um den Mantel des

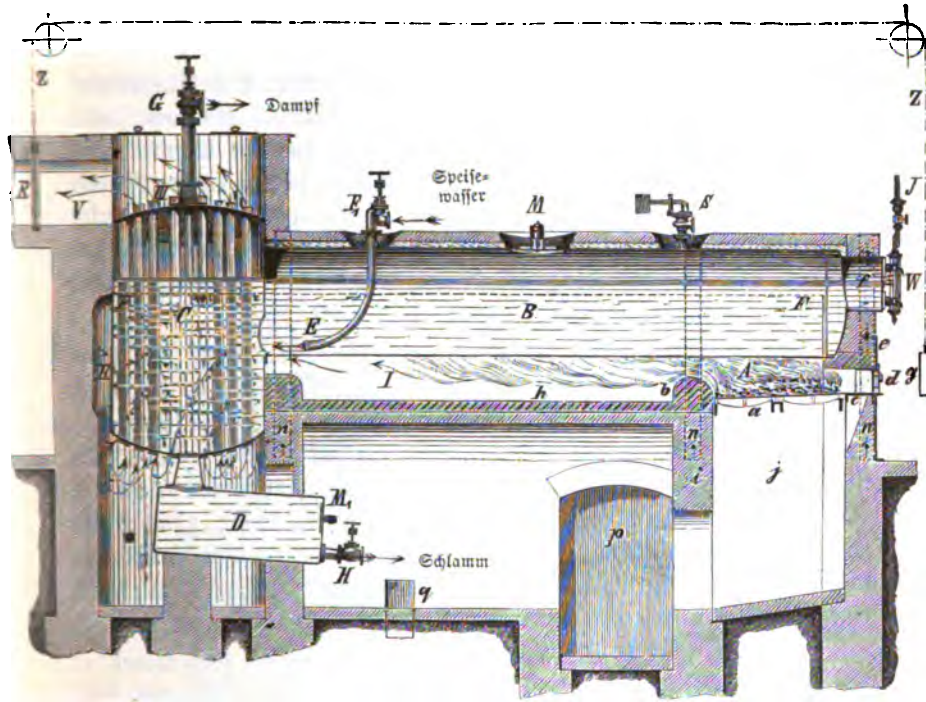


Fig. 56. *Dupuis*-Kessel.

A Feuerraum.
B Horizontaler cylindrischer Kessel.
C Verticaler Röhrenkessel.
D Schlammsammler.
E In den Wasserraum hinabreichendes Speisewasser-Einführungsrohr.
FF Feuerlinie.
F_1 Selbstthätiges Speiseventil.
G Dampfabsperrventil.
H Schlammhahn, Ablasshahn, Ablassventil.
M Mannloch.
M_1 Putzloch.
S Sicherheitsventil.
J Manometer.
W Wasserstandsglas.
s Zeiger zum Wasserstandsglas.
a Planrost.
b Feuerbrücke.
c Herdplatte.
d Heizthüre.
e Heizthürrahmen.
f Wasserstandsvorkopf.
h Feuerfestes Mauerwerk.
i Gewöhnliches Mauerwerk.
j Aschenfall.
I Erster Zug.
II Zweiter Zug.
III Dritter Zug.
V Fuchs.
R Rauchschieber sammt Rahmen dazu.
ZZ Zugkette zum Rauchschieber.
g Gegengewicht zum Rauchschieber.
nnn Armierungsschienen.
p Gang zum Aschenfall.
q Schlamm-Abflusscanal.

einen verticalen Röhrenkessel darstellenden rückwärtigen Kesselbestandtheiles nach abwärts und der dritte Zug *III* durch die verticalen Rauchrohre des Röhrenkessels nach aufwärts.

Das Kesselmauerwerk besteht in den der stärksten Hitze ausgesetzten Theilen innen aus feuerfestem Mauerwerk von 120 bis 150 *mm* Dicke, — welches in den Fig. 56 bis 58, Text, durch dunklere Schraffierung angedeutet ist — und außen aus gewöhnlichem Ziegelmauerwerk*) von 300 bis 450 *mm* Dicke; an den übrigen Stellen des Kesselmauerwerkes ist nur gewöhnliches Ziegelmauerwerk von 300 bis 450 *mm* Dicke angebracht. Je nachdem diese Wände an Nachbarkessel anschließen oder freistehen, erhalten sie geringere oder größere Dicke.

Die Einwölbung der Seitenzüge durch Gewölbe, welche sich gegen den Kessel stützen, ist unzweckmäßig, weil diese Gewölbe in Folge der wiederholten Ausdehnung und Zusammenziehung des Kessels leicht einstürzen, aber auch sonst die freie Ausdehnung des Kessels hindern. Es ist deshalb die Einmauerung der Seitenzüge so auszuführen wie in Fig. 4, Taf. XXX, und Fig. 8, Taf. XXXI links, gezeichnet ist, nämlich mit überragenden Ziegellagen. In den Zeichnungen wird dies gewöhnlich nicht detailliert ausgeführt, sondern das Mauerwerk gewöhnlich nur durch einen Kreisbogen begrenzt, wie in Fig. 8, Taf. XXXI rechts, gezeichnet ist.

In Fig. 4, Taf. XXX, ist überdies der tiefste Wasserstand in seiner Höhenlage über der höchsten von den Heizgasen bestrichenen Linie der Kesselwand angegeben. Die Linie des höchsten Feuerzuges heißt die Feuerlinie (*FF*) und die Linie des tiefsten Wasserstandes heißt die Wasserlinie (*WW*).

Die geringste mit Rücksicht auf die Sicherheit des Betriebes noch zulässige Höhe der Wasserlinie über der Feuerlinie ist durch die Dampfkesselgesetze bestimmt, u. zw. muss der tiefste Wasserstand bei stationären Kesseln mindestens 10 *cm* über der Feuerlinie, und bei beweglichen Kesseln so hoch liegen, dass auch mit Rücksicht auf deren Schwankungen die höchste Stelle der vom Feuer und den Heizgasen berührten Kesselfläche (Heizfläche) noch hinreichend vom Wasser bedeckt bleibt. Ist jedoch die Gefahr des Erglühens ausgeschlossen, dann ist es gestattet, die Heizgase über die den Dampfraum einschließenden Kesselwände hinzuführen, wie dies bei

*) In der Arbeitszeichnung für die Kesseleinmauerung oder dem sogenannten Einmauerungsplan wird das gewöhnliche Ziegelmauerwerk roth und das feuerfeste Mauerwerk gelb angelegt.

dem Kessel in Fig. 56, Text, der Fall ist, bei welchem die Heizgase im letzten Zuge durch die verticalen Sieberohre den Dampfraum bestreichen. Es ist dies der Fall, wenn die Heizgase bereits vorher eine vom Wasser bespülte Fläche des Kessels bestrichen haben, die bei gewöhnlichem Essenzuge (stationäre und halbstationäre Kessel, Locomobile) wenigstens zwanzigmal und bei künstlich gesteigertem Zuge (Locomotive, Feuerungen mit Gebläse 2c.) vierzigmal so groß ist, als die Rostfläche.

Fig. 57. Querschnitt.

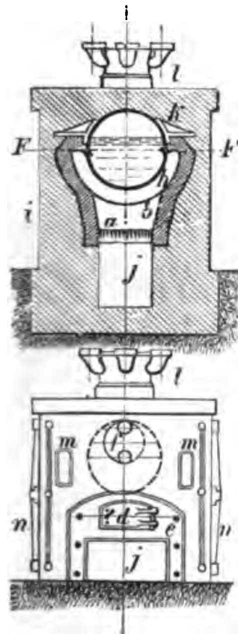


Fig. 58. Längsschnitt.

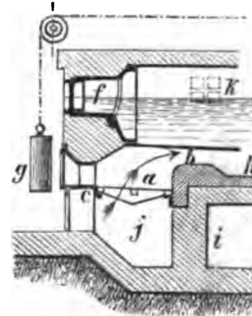
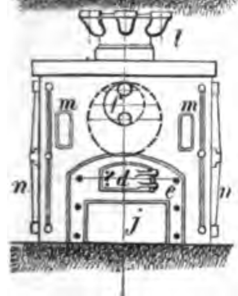


Fig. 59. Ansicht.



a Planrost.
b Feuerbrücke.
c Herdplatte.
d Heizthüre.
e Heizthürrahmen.
f Wasserstandsvorkopf.
g Gegengewicht des Rauchschiebers.
h Feuerfestes Mauerwerk.
i Gewöhnliches Ziegelmauerwerk.
j Aschenfall.
k Tragpratzen.
l Dampfdom.
mm Putzöffnungsverschlüsse.
nn Armierungsschienen.
FF Feuerlinie.

Einmauerung des einfachen cylindrischen Kessels (Fig. 57 bis 59).

Um den Bestand des Kesselmauerwerkes zu sichern und dasselbe zusammen zu halten, kommen schmiedeiserne Ankerstangen oder Spannstangen und entsprechend geformte Armierungsschienen aus ⊔ Eisen, Gusseisen oder alten Eisenbahnschienen zur Anwendung wie in Fig. 56 und 59, Text, Fig. 7 bis 9, Taf. XXV, und in Fig. 1 bis 6, Taf. XXXI, ersichtlich ist. Erstere sind aus Flacheisen mit angeschweißten Enden aus Rundeisen hergestellt, und an diesen Enden mit Gewinden Nr. 7 bis Nr. 10 versehen. Dieselben liegen mit dem flachen Theil zwischen den

Ziegellagen des Kesselmauerwerkes, während die mit Gewinden versehenen Enden durch die an das Kesselmauerwerk außen angelegten Armierungsschienen hervortreten und letztere mittels aufgeschraubter Muttern fest anliegend erhalten werden.

Im Kesselmauerwerk sind ferner, wo es nöthig erscheint, um Ruß oder Flugasche von den Kesselwänden oder aus den Zügen zu entfernen, also zum Ausputzen der Züge, Putzöffnungen mit gusseisernen eingemauerten Rahmen und durch Lehm abgedichteten gusseisernen Deckeln zu ihrem Verschluss, angebracht, wie z. B. in Fig. 1 bis 5, Taf. XXX,

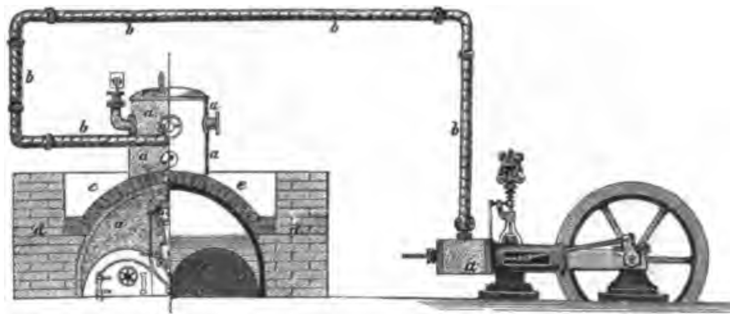


Fig. 60. Anwendung von künstlichem Kork (Dr. C. Grünzweigs Isoliermasse).
(Fig. 60 bis 65.)

a Isoliermasse aufgestrichen, zur Isolierung des Domes, der Kesselstirnwand und des Tampfcylinders.
b Formstücke zur Umbüllung der Dampfrohre.
c Korksteine zum Eindecken des Dampfraumes stationärer Dampfkessel.
d Gewöhnliches Ziegelmauerwerk.

gezeichnet. Befinden sich solche Verschlussdeckel an Stellen mit sehr hoher Temperatur, so werden dieselben innen mit feuerfesten Ziegeln ausgekleidet oder es wird die Öffnung selbst vor dem Einlegen der Verschlussdeckel nach innen mit feuerfesten Ziegeln provisorisch abgeschlossen, welche beim nächsten Ausputzen der Züge leicht wieder entfernt werden können. Die Putzlochrahmen werden genügend groß, wenn man selbe rechteckig 350 *mm* breit und 450 *mm* hoch oder quadratisch 400 bis 450 *mm* weit macht.

Das Kesselmauerwerk reicht seitlich über den Kessel hinauf und schließt das auf einer Schuttschichte über dem Kessel angebrachte Ziegelpflaster ein, wie in Fig. 56, Text, und Fig. 8, Taf. XXXI, zu ersehen. Schutt und Ziegelpflaster sind vorhanden, einerseits um den Kessel während

des Betriebes nach oben gegen die Wärmeausstrahlung und bei Feuer im Kesselhause gegen herabfallende brennende Sparren zu schützen, andererseits um einen sicheren Fußboden für den zeitweilig bei den Ventilen oben am Kessel beschäftigten Heizer abzugeben. In neuester Zeit kommt zur Erhöhung des Schutzes gegen Wärmeausstrahlung unter der Schuttschichte eine Lage künstlicher Korksteine über den Kessel, wie in Fig. 60, Text, zu ersehen ist.*)

Fig. 61.

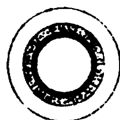


Fig. 64.



Fig. 62.

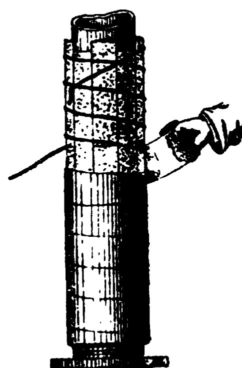


Fig. 65.

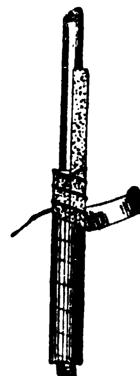


Fig. 63.



Rohrumhüllung mit Formstücken aus künstlichem Kork.
(Fig. 61 bis 65.)

*) Formstücke aus künstlichem Kork kommen auch zur Umhüllung der Dampfrohrleitung vom Dampfkessel zur Dampfmaschine und zur Umhüllung des Dampfcylinders der Dampfmaschine in Anwendung. Fig. 60, Text, läßt die Art der Anbringung dieser Formstücke erkennen, und Fig. 61 bis 65, Text, zeigt die Art der Umhüllung der Rohre mit Formstücken aus künstlichem Kork und Binden aus appretiertem leichtem Baumwollstoff. Die Manipulation mit dieser Verkleidung ist sehr reinlich, die Verkleidung selbst dauerhaft. Diese Umhüllung hat bei außerordentlich geringem Gewichte große Elasticität, erhält die Rohrwände rostfrei, widersteht hohen Dampftemperaturen (angeblich bis 180° C) und hat sich auch bei den von Walther

Damit die Heizgase gehörig ausgenützt werden, wird die Gesammtlänge aller auf einander folgenden Züge bis zu 30 *m* lang gemacht, so dass ein mit drei Zügen versehener Kessel eine Länge bis zu 10 *m* erhält. Die Gesammtlänge aller Züge soll jedoch 30 *m* nicht überschreiten, weil sonst die Heizgase schon zu weit abgekühlt werden, daher einerseits zu Niederschlägen veranlasst sind, andererseits durch eine so weite Ausdehnung der Heizfläche in ökonomischer Beziehung kein Vortheil erzielt, obwohl die Kesselanlage theurer wird.

Bei halbstationären Kesseln, Locomobilen und Locomotiven ist kein Kesselmauerwerk vorhanden. Die Feuerzüge sind hierbei im Kessel selbst eingeschlossen und der Schutz gegen die Wärmeausstrahlung erfolgt durch eine Verkleidung mittels einer Wärmeschutzmasse und eventuell mittels eines Blechmantels.

Hinsichtlich ihres Querschnittes gilt für die Züge die Größe der freien Rostfläche, d. i. der Summe aller Rostspalten als Bezugseinheit. Gewöhnlich macht man den ersten Zug gleich $^3/_4$, den zweiten gleich $^5/_8$ und den dritten sowie etwa noch folgenden Zug gleich $^1/_2$ der freien Rostfläche oder nach Abrundung größer. Mit Rücksicht auf das Putzen oder Reinigen der Kesseloberfläche wird bei den Zügen der kleinste Zwischenraum zwischen dem Mauerwerk und der Kesselwandung nicht unter 120 *mm* weit gemacht. Bei Neubauten oder Umbauten sollen ferner die Zugquerschnitte stets so groß angelegt werden, dass jeder Zug behufs Reinigung und Revision schliefbar ist.

4. Der Fuchs mit dem Rauchschieberrahmen und dem Rauchschieber oder der Rauchklappe sammt Zugvorrichtung. Der Fuchs ist

---

Meunièr vorgenommenen Versuchen in Mühlhausen als vorzügliche schlechtleitende Isoliermasse erwiesen.

Eine andere neuere ebenfalls sehr reinliche und schlecht wärmeleitende Isoliermasse sind Zöpfe und Polster aus Abfallseide von Pasquay, erstere 40 *mm* breit und 8 *mm* dick, letztere 60 *mm* breit und 18 *mm* dick. Zur Bildung einer Umhüllung von 26 *mm* Dicke kommt unten eine Lage Zöpfe und darüber eine Lage Polster.

Die ebenfalls zur Umhüllung von Dampfrohren zur Anwendung kommende Kieselguhr-Composition, bestehend aus Kieselguhr (Infusorierende) mit geringem Zusatz von Kuhhaaren und nassen Bindemitteln, welche auf die bereits vom Dampf durchströmten heißen Rohre aufzutragen ist, verbreitet wohl beim Auftragen der Umhüllung einen sehr unangenehmen Geruch, welcher sich jedoch nach einiger Zeit verliert. Dagegen haftet die 10 bis 15 *mm* dick aufgetragene Masse recht gut an den Rohren.

Andere Materialien zur Umhüllung der Dampfrohre zum Schutze gegen die Wärmeausstrahlung sind: die Hagen'sche Masse (Superior), Schlackenwolle, Asbest &c.

derjenige Canal, durch welchen die Heizgase vom Kessel abziehen. Der Querschnitt desselben ist gleich jenem des letzten Zuges, also mindestens $^1/_8$ der freien Rostfläche. Der Rauchschieber oder die Rauchklappe dient zum Verengen der Durchgangsöffnung behufs Regulierung des Zuges während des Betriebes und zum vollständigen Absperren des Fuchses bei der Abstellung des Kessels. Übrigens soll der Rauchschieber auch jedesmal benützt werden, um vor dem Öffnen der Heizthüre beim Aufwerfen frischen Brennmaterials den Fuchs abzusperren, damit so der Zutritt von kalter Luft in den Feuerraum möglichst hintangehalten wird, denn diese kühlt einerseits das Brennmaterial ab und ist somit der Ökonomie des Betriebes abträglich, andererseits aber wird hiedurch der Bestand des Kessels gefährdet, indem die rasche Abkühlung der heißen Kesselwände bei gehinderter Zusammenziehung Nietlochrisse im Gefolge hat und hiedurch eine Kesselexplosion herbeigeführt werden kann.

Die Zugvorrichtung besteht gewöhnlich, wie in Fig. 56, Text, gezeichnet, aus einer über zwei Rollen geleiteten Kette, welche in der Nähe des Heizerstandes herabhängt nnd dortselbst ein Gewicht trägt. Dieses Gewicht ist als Gegengewicht für den Rauchschieber mit diesem gleich schwer und dient zur Bewegung des Rauchschiebers, indem dieser nieder geht, wenn das Gegengewicht gehoben wird und umgekehrt.

Oft bringt man ganz zweckmäßig das Gegengewicht des Rauchschiebers unmittelbar vor der Heizthüre hängend an, derart, dass man diese nicht öffnen kann, ohne das Gegengewicht zu heben und mithin den Rauchschieber entsprechend weit zu schließen.

In neuerer Zeit werden besondere Vorrichtungen angebracht, durch deren Handhabung seitens des Heizers zuerst der Rauchschieber genügend weit geschlossen werden muss, ehe die Heizthüre geöffnet werden kann.

5. Der Schornstein (die Esse), welcher die Rauchgase aus dem Fuchs durch den gemeinsamen Rauchcanal abzieht und in die freie Luft abführt. Derselbe ist entweder unmittelbar an die Wand des Kesselhauses angeschlossen oder auch ganz freistehend aufgebaut; letzteres ist in neuerer Zeit insbesondere bei größeren Fabriksschornsteinen gewöhnlich der Fall.

Der Schornstein wird entweder innen von unten bis oben durchaus gleich weit hergestellt und zeigt dann außen eine conische nach oben zu verjüngte Form, weil die Wandstärke nach oben zu abnimmt, oder er wird nach oben zu verengt, oder endlich er wird außen gerade aufgeführt und somit — ebenfalls wegen der nach oben zu abnehmenden Wandstärke — innen nach oben zu erweitert, in welch' letzteren Fällen der engste

Querschnitt für die Größe des Schornsteines maßgebend ist, welcher bei einer Höhe gleich dem 25 bis 33fachen kleinsten Durchmesser mindestens gleich der Summe der Querschnitte aller einmündenden Züge sein soll, und für einen Kessel allein mindestens $^1/_2$ der freien Rostfläche betragen soll, nach dessen Feststellung die Ausführung der Zeichnung und die Her-

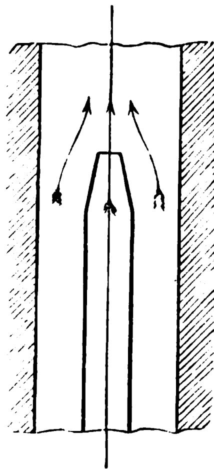
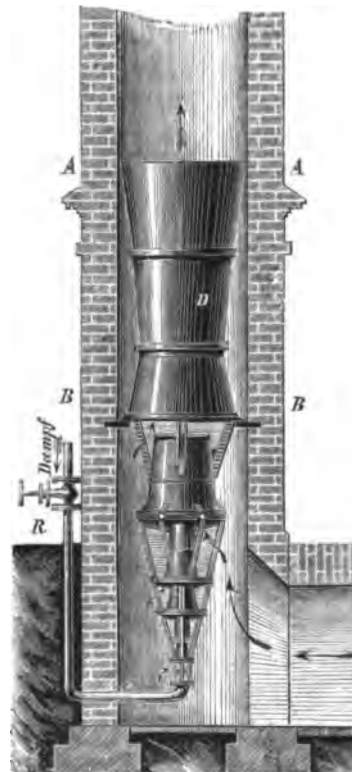


Fig. 66. Blasrohr zur Zugbeförderung.



A A Obere Abdichtung des Ventilator-Conus *D* gegen die Schornsteinwandung.
B B Untere desgleichen.
R Dampfabsperr- und Regulier-Ventil.

Fig. 67. Körting'scher Schornstein-Ventilator.

stellung des Schornsteines dem die Bauausführung übernehmendrn Baumeister zufällt, wobei die Feuersicherheits- und Bauvorschriften zu beobachten sind. Der natürliche Zug des Schornsteins wird zwar durch eine größere Höhe desselben gesteigert, doch ist die durch Bauvorschriften zur Hintanhaltung der Belästigung durch den abziehenden Rauch vorgeschriebene

Höhe in der Regel schon so hoch, dass lediglich noch der Querschnitt des Schornsteines in der angegebenen Größe herzustellen ist.

Bei sonst richtigen Verhältnissen muss es zur Beförderung eines guten Zuges hinreichend sein, wenn die Heizgase im Fuchs noch eine Temperatur von 180 bis 250 ° C. aufweisen. Eine höhere Temperatur der Heizgase im Fuchs und dadurch verstärkter Zug tritt bei stark forcierter Feuerung in Folge zu kleiner Heizfläche ein und bedingt in jedem Falle eine unökonomische Ausnützung des Brennmaterials.

Bei Locomobilen und halbstationären Dampfmaschinen, sowie bei provisorischen Anlagen stationärer Dampfkessel kommen Blechschornsteine zur Anwendung, welche oben 2 *mm* und nach unten zunehmend bis 5 *mm* Blechdicke erhalten. Die nöthige Stabilität wird durch Verankerung mittes Ketten erzielt.

Ist bei einer bestehenden Kesselanlage der Querschnitt des Schornsteines zu klein oder kann dessen Höhe eiu gewisses Maß nicht überschreiten, wie z. B. bei der Locomotive, um durch den natürlichen Zug den Anforderungen des Betriebes zu entsprechen, so muss der Zug künstlich vermehrt werden und man bedient sich hierzu gewöhnlich des Blasrohres Fig. 66, Text, welches vervielfacht in dem Körting'schen Schornstein-Ventilator, Fig. 67, Text, zur Anwendnng kommt und durch einen Dampfstrahl wirkt.

6. Die Sicherheitsarmatur. Hierzu gehören die Sicherheitsventile, das Manometer, die Vorrichtungen znr Erkennung des Wasserstandes im Kessel, die Speisevorrichtung mit dem selbstthätigen Speiseventil und endlich nebst letzterem eine Absperrvorrichtung, wenn mehrere Kessel von derselben Pumpe gespeist werden.

In Fig. 68, Text, ist ein gewöhnliches Sicherheitsventil mit cylindrischen Drehbolzen im Durchschnitt gezeichnet, und in Fig. 69, Text, ein Sicherheitsventil neuerer Ausführung mit tief eingesenktem Druckstück nnd in Schneiden liegendem Hebel. Letzteres ist vorzuziehen, weil die Schneiden mit mehr Sicherheit die stets leichte Beweglichkeit des Hebels erwarten lassen, als cylindrisch eingepasste Drehbolzen. Die einzelnen Theile dieser Sicherheitsventile sind in den Figuren bezeichnet und benannt.

Die Ventile liegen flach (nicht conisch) auf den Metallsitzen auf und die Auflagfläche ist sehr schmal ($1^1/_2$ bis höchstens $2^1/_2$ *mm* Breite der aufgeschliffenen Dichtungsfläche), um die Genauigkeit ihrer Anzeige zu erhöhen, deren Berechnung der mittlere Durchmesser der Auflagringfläche (*d* Fig. 69, Text) zu Grunde gelegt wird.

Das Belastungsgewicht G_2 (Fig. 69, Text) mufs am äußersten Hebelende angebracht werden, wozu dortselbst ein Einschnitt angebracht ist. Um dieses Gewicht gegen das Herabfallen zu sichern, ist am Hebelende neben dem Einschnitt ein nach aufwärts stehender Ansatz, Nase genannt, vorhanden, wie in Fig. 68 und 69, Text, gezeichnet.

Diese Nase soll nur soweit von dem zum Einhängen des Belastungsgewichtes vorhandenen Einschnitte abstehen, als für die freie Beweglichkeit desselben erforderlich ist, so dafs es nicht möglich ist, das Gewicht noch

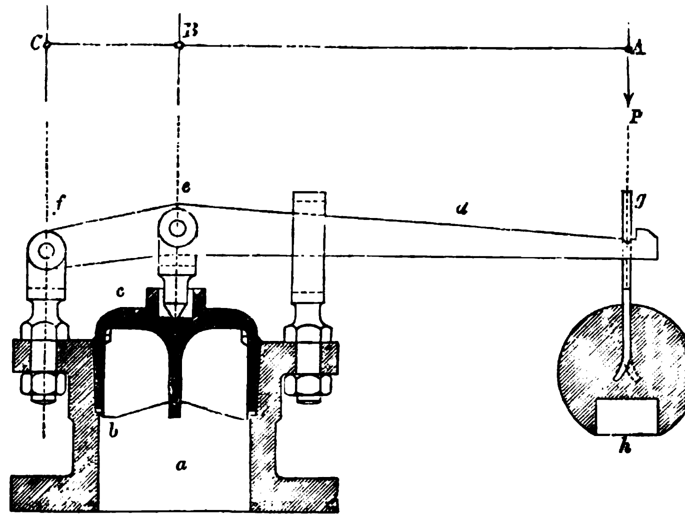


Fig. 68. Sicherheitsventil mit cylindrischen Drehbolzen.

a Gufseisernes Ventilgehäuse. *b* Ventilsitz aus Metall. *c* Flachsitziges Kegelventil aus Metall. *d* Ventilhebel. *Be* Druckpunkt. *Cf* Drehpunkt. *Ag* Aufhängepunkt. *h* Belastungsgewicht aus Gufseisen, mit Blei ausgegossen. *AC* Langer Hebelarm. *BC* Kurzer Hebelarm. *P* Gewicht am Hebelende.

weiter gegen die Nase zu neben dem Einschnitte aufzuhängen. Ist bei einem vorhandenen Sicherheitsventil der Hebel länger, so ist es am sichersten, denselben bei nächster Gelegenheit auf die vorstehend angegebene Länge zu verkürzen, um zu verhindern, dafs das Gewicht weiter an das Hebelende gegen die Nase zu gerückt werden kann. Das Hinausschieben des Belastungsgewichtes ermöglicht nämlich eine Überschreitung des höchsten zulässigen Dampfdruckes, bevor die Sicherheitsventile blasen und kann sohin eine Kesselexplosion zur Folge haben.

Um ferner ein seitliches Ausweichen des Hebels zu verhindern, ist an der Flansche des gusseisernen Ventiluntersatzes dem Hebeldrehbolzen oder der die Hebeldrehungsachse bildenden Schneide gegenüber ein gabelförmiges Führungsstück befestigt, zwischen dessen Gabelarmen der Ventilhebel Spielraum hat. Um ferner den Ventilhub zu begrenzen, ist dieses Führungsstück entweder an den oberen Gabelenden schon durch die Herstellungsart desselben — aus einem Stück Schmiedeisen — verbunden, wie in Fig. 68, Text, oder es erfolgt die Hubbegrenzuug durch einen in die beiden Gabelenden befestigten cylindrischen Stift, wie in Fig. 69, Text, gezeichnet.

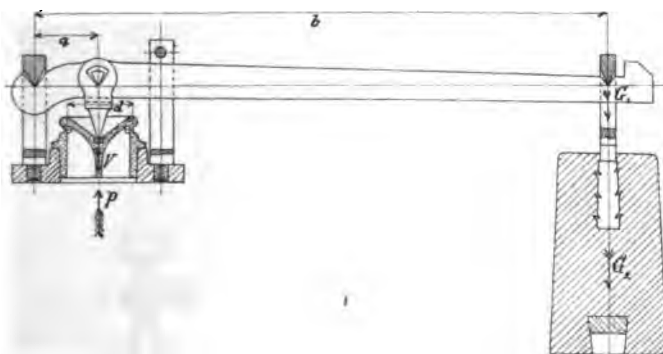


Fig. 69. Sicherheitsventil mit Schneiden.

P = totaler Dampfdruck auf die mittlere Ventilfläche $\left(\frac{\pi}{4} . d^2\right)$ in Kilogramm. V = Gewicht des Ventiles in Kilogramm. G_1 = Eigengewicht des Hebels und Druckstückes, gewogen am Aufhängepunkte des Belastungsgewichtes G_2. p = Dampfüberdruck in Kilogramm pro 1 cm^2 (1 at = 1 kg/cm^2). a = kurzer Hebelarm in Millimeter. b = langer Hebelarm in Millimeter. d = mittlerer Ventildurchmesser in Centimeter. $G_2 = \frac{a}{b} . \left(\frac{\pi}{4} . d^2 . p - V\right) - G_1$.

Das aus Gusseisen in der durch die Rechnung bestimmten Größe hergestellte Belastungsgewicht G_2 enthält oben das schmiedeiserne Gehänge eingegossen und unten eine Aussparung, in welche nachträglich Blei eingegossen wird, um das Gewicht desselben genau zu adjustieren.

Die erforderliche Anzahl der Sicherheitsventile ist gesetzlich vorgeschrieben u. zw. in Österreich mindestens eines und wenn der Kessel mehr als 2,5 m^2 Heizfläche hat, mindestens zwei.

Bei Locomobilen und Locomotiven kommen statt der Belastungsgewichte an den Hebelenden Federwagen zur Anwendung, jedoch muss bei Locomobilen wenigstens ein Ventil mit einem Gewichte belastet sein.

Das mit einer nach Atmosphären ($1\ at = 1\ kg/cm^2$) eingetheilten Skala versehene Manometer wird zum Schutze der inneren Theile gegen die Einwirkung des heißen Dampfes auf einem gebogenen Rohr mit Wassersack angebracht, wie in Fig. 70, Text, gezeichnet. Dieses Rohr erhält die in Fig. 70, Text, dargestellte Form, wenn es an eine verticale Wand befestigt wird, dagegen die Form nach Fig. 71, Text, wenn es an einer horizontalen Wand befestigt werden soll und zwar unter Anwendung eines möglichst kurzen Rohres. Je länger jedoch der Wassersack gemacht wird, beziehungsweise, je weiter das Manometer von der wärme-

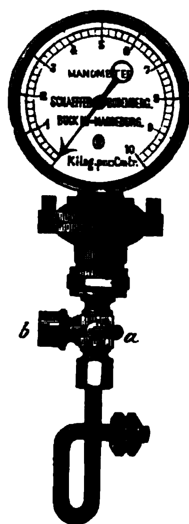
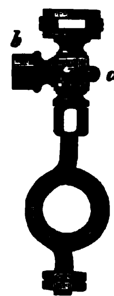


Fig. 70. Manometer mit Untersatz und gebogenem S-Rohr dazu mit Wassersack.



a Dreiweghahn.
b Stutzen für das Controlmanometer.

Fig. 71. Gebogenes S-Rohr mit Wassersack für das Manometer.

ausstrahlenden Kesselwand weg angebracht wird, desto weniger leidet das Manometer durch Erhitzung.

Erfolgt die Befestigung dieses Rohres an einer Blechwand von geringer Dicke, so kommt diese zwischen die beiden am Gewinde angegebenen Muttern, welche gegenseitig die Abdichtung bewerkstelligen.

In Österreich muss an dem Manometer-Untersatz ein Ansatz mit einem Muttergewinde von $^3/_4$" Whitworthgewinde für das Controlmanometer vorhanden und die Einrichtung durch Anbringung eines

Dreiweghahnes so getroffen sein, dass jedes der beiden Manometer für sich abgesperrt werden kann, wie in Fig. 70 und 71, Text, ersichtlich.

In Fig. 72 bis 75, Text, sind die vier Stellungen des Dreiweghahnes im Manometeruntersatz im Durchschnitt gezeichnet. Bei *a* ist das

Fig. 72.

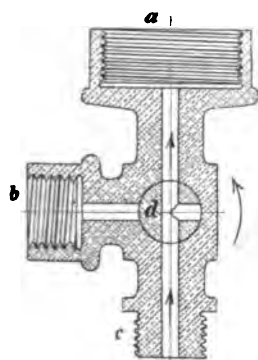


Fig. 73.

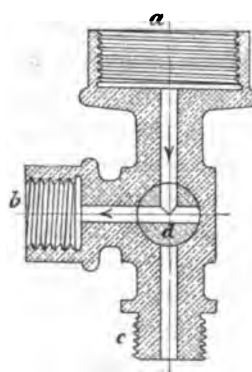


Fig. 74.

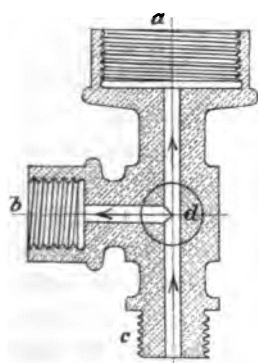
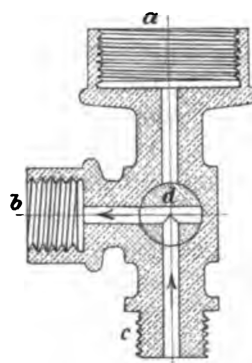


Fig. 75.



Dreiweghahn (1/2 Ng.). (Fig. 72 bis 75.)

Betriebsmanometer aufzuschrauben, bei *b* der Stutzen mit dem 3/4" Muttergewinde für das Controlmanometer und bei *c* ein Gewindezapfen für eine Überwurfmutter zum Aufsetzen auf das Manometerrohr. *d* ist der Hahnkegel mit der Kreuzbohrung. Die Stellung in Fig. 72 ist jene während des Betriebes, wobei das Betriebsmanometer den im Kessel vorhandenen

Dampfdruck anzeigt. Wird der Hahn aus dieser Stellung in der Pfeilrichtung um 90 ° in jene Fig. 73 gedreht, so wird das Manometerrohr abgesperrt und die Verbindung des Manometercanales mit der äußeren Luft durch den Stutzen für das Controlmanometer hergestellt. Ist das Manometer richtig, so geht bei dieser Hahnstellung der Manometerzeiger auf Null zurück. Bei Vornahme dieser Nullprobe ist es von Wichtigkeit, dass das im Manometerrohre zum Schutze der Manometerfeder enthaltene Wasser nicht durch die Kreuzbohrung abgelassen werde, weil sonst bei der Wiederherstellung der Verbindnng zwischen dem Manometer und dem Manometerrohre (Hahnstellung Fig. 72, Text) der heiße Dampf unmittelbar auf die Manometerfeder drückt und diese derart erhitzt, dass das Manometer falsch zeigt. Erfolgt diese directe Einwirkung des heißen Dampfes anf die Manometerfeder nur kurze Zeit, so geht der Manometerzeiger nach erfolgter hinreichender und langsamer Abkühlung durch Wärmeausstrahlung wieder auf seinen richtigen Platz zurück und zeigt wieder richtig. Erfolgt jedoch die Einwirkung des heißen Dampfes auf die Manometerfeder, infolge Unvorsichtigkeit oder mangelndem Verständnisse seitens des Heizers, durch längere Zeit oder wiederholt, indem bei der Nullprobe der Hahn dem Pfeil in Fig. 72 entgegengesetzt gedreht wird, so wird das Manometer verdorben.

Die Hahnstellungen in Fig. 74 und 75, Text, kommen bei der Wasserdruckprobe vor, erstere, um beide Manometer zu vergleichen, letztere wenn die Beobachtung nur am Controlmanometer erfolgt.

Die Fig. 9 bis 13, Taf. XXII, zeigen die Detailconstruction des Manometerrohres sammt Manometeruntersatz und die Montierung desselben am gusseisernen Boden des Wasserstandsvorkopfes.

In Deutschland muss zur Anbringung des dort gebräuchlichen Doppel-Controlmanometers eine Flansche bestimmter Form und Größe vorhanden sein.

Das Manometer zeigt den Dampfüberdruck an und der Zeiger steht auf Null, wenn der Dampfdruck im Kessel eben gleich ist dem äußeren Luftdruck, welcher im Mittel gleich einer Atmosphäre ($1\ at = 1\ kg/cm^2$) angenommen werden kann.

Bei dem Skalentheilstrich, welcher die höchste für den Betrieb zulässige Dampfspannung anzeigt, ist ein Metallzeiger oder sonst eine deutlich sichtbare Marke anzubringen, um dem Heizer und auch dem Organ, welchem die Ueberwachung des Dampfbetriebes obliegt, als Anhaltspunkt für die Beurtheilung des jeweiligen Verhältnisses der vorhandenen

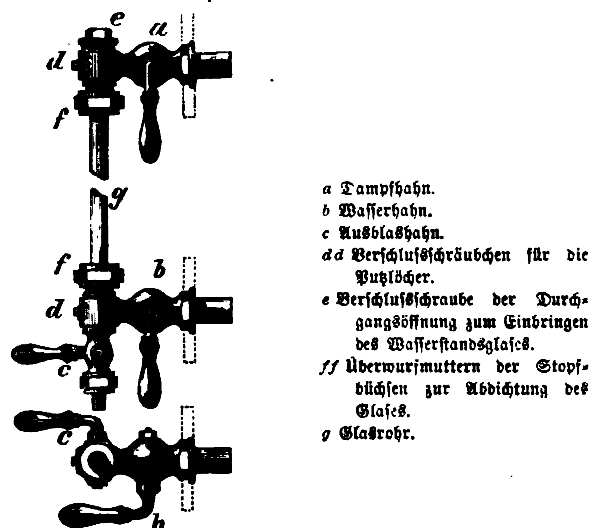
Dampfspannung zur höchsten zulässigen leicht zu ermöglichen. Deshalb wird auch das Manometer an der Stirnseite des Kessels oder seitwärts beim Heizerstande angebracht, wie in Fig. 56, Text, gezeichnet.

Das als Vorrichtung zur Erkennung des Wasserstandes gewöhnlich gebräuchliche Wasserstandsglas mit den zugehörigen Hahnköpfen ist in Fig. 76, Text, in der Ansicht und im Grundriss gezeichnet. Die Benennungen sind beigesetzt. Der Dampfhahn communiciert mit dem Dampfraum im Kessel, der Wasserhahn mit dem Wasserraum; der Ausblashahn dient dazu, das Wasserstandsglas auszublasen, um dasselbe zu reinigen und sich von der richtigen Functionierung des Dampfhahnes und des Wasserhahnes zu überzeugen. Zum Durchstoßen der Bohrungen der beiden Hahnköpfe sind diese in der Achse derselben nach außen durchbohrt und durch kleine Verschlussschräubchen verschlossen. Die Abdichtung des Glases erfolgt in den beiden Hahnköpfen durch Hanfstopfbüchsen mit Überwurfmutter oder Gummiringen, und zum Einbringen des Wasserstandsglases ist der obere Hahn in der Richtung der Achse des Glases durchbohrt und mit einer Verschlussschraube abgeschlossen.*) Die beiden Hahnköpfe sind entweder mit Gewindzapfen zum Einschrauben versehen, wie in Fig. 76, Text, voll gezeichnet, oder mit Flanschen zum Anschrauben, wie in Fig. 76, Text, punktiert angedeutet. In Fig. 1 bis 5, Taf. XXII, ist die Detailconstruction mit Gewindezapfen versehener Wasserstandshahnköpfe dargestellt. Fig. 6, Taf. XXII, zeigt den Durchschnitt des Wasserhahnkopfes mit eingelegtem Flügelventil zum selbstthätigen Abschluss der oberen Communicationsöffnung im Falle eines Glasbruches. In Fig. 12 und 13, Taf. XXII, ist die häufig angewendete Anbringung der beiden Wasserstandsgläser am gusseisernen Boden eines Wasserstandsvorkopfes gezeichnet. Wie in Fig. 4, 12 und 13 ersichtlich, wird der zulässige tiefste Wasserstand durch einen Zeiger festgestellt. Die Hähne sind so zu montieren, dass dieser Zeiger ca. 50 *mm* unter dem Glasmittel steht.

*) Die häufig gebräuchlichen geschlitzten Messingschutzhülsen, welche zwischen die beiden Hahnköpfe eingesetzt werden, um den Bruch des Glases durch äußere Zufälligkeiten zu verhindern, sind unzweckmäßig, indem selbe den beobachtenden Heizer beim Glasbruch während des Betriebes nicht nur nicht schützen, sondern, wie durch wiederholt vorgekommene Unglücksfälle, denen eines oder beide Augen des betreffenden Heizers zum Opfer fielen, erwiesen, geradezu gefährden, indem alle Glassplitter durch die Schlitze zu treten gezwungen sind und sohin nur nach der Richtung hinfliegen, in welcher sich das beobachtende Auge befindet. Am wenigsten gefährlich erscheint in dieser Beziehung noch ein Schutzgitter aus Draht.

In Österreich müssen beide Wasserstandsvorrichtungen getrennt von einander direct mit dem Kessel verbunden sein, u. zw. muss mindestens ein Wasserstandsglas vorhanden sein. In Deutschland können unter gewissen im Kesselgesetze angegebenen Umständen beide Vorrichtungen an einem gemeinschaftlichen Standrohr angebracht werden.

Als zweite Vorrichtung zur Erkennung des Wasserstandes werden entweder zwei Probierhähne, oder ebenfalls ein Wasserstandsglas angewendet.



a Dampfhahn.
b Wasserhahn.
c Ausblashahn.
dd Verschlussschräubchen für die Putzlöcher.
e Verschlussschraube der Durchgangsöffnung zum Einbringen des Wasserstandsglases.
ff Überwurfmuttern der Stopfbüchsen zur Abdichtung des Glases.
g Glasrohr.

Fig. 76. Wasserstandsglas und Hahnköpfe dazu.

Die Detailconstruction eines Probierhahnes ist in Fig. 7 und 8, Taf. XXII, ersichtlich. Der untere Probierhahn muss in der Höhe des Zeigers für den tiefsten Wasserstand angebracht werden.

Der in Fig. 1 bis 4, Taf. XXIII, dargestellte Wasserstandszeiger Patent Schwadt ist an Stelle eines gewöhnlichen Wasserstandsglases mit Hahnköpfen anwendbar und ermöglicht erforderlichen Falles einen Einblick in das Innere des Kessels. Bei demselben kommt der Übelstand gewöhnlicher Wasserstandsgläser — in Folge Verstopfung falsch zu zeigen — nicht vor; die Anwendung desselben erhöht mithin die Sicherheit des Dampfkesselbetriebes.

Die Construction des Schwadt'schen Wasserstandszeigers ist höchst einfach und aus der Zeichnung leicht verständlich. Derselbe besteht aus

dem Gehäuse G, welches rückwärts durch ein längliches Loch mit dem Dampf- und Wasserraum communiciert und vorne durch eine Hartglasplatte p mittels übergelegtem Flanschenrahmen und behufs elastischer Anlage zwischen gelegten Gummirahmen verschlossen ist. Die Kammer k hinter der Hartglasplatte ist an ihrer Rückwand zu beiden Seiten des einmündenden länglichen Schlitzes mit blanken Platinstreifen belegt. Es wird in Folge dessen das Wasser in der Kammer k in einer breiten Fläche von dem einfallenden und reflectierten Lichte getroffen, so dass es durch die Hartglasplatte deutlich sichtbar ist. Da die Kammer k mit dem Dampf- und Wasserraum im Kessel durch den länglichen Schlitz in völlig freier Verbindung steht und nicht eine getrennte Zuführung von Dampf und Wasser durch Hähne stattfindet, so ist das bei letzteren in Folge Verstopfung eintretende Falschzeigen unmöglich. Der Hahnkegel h wird geschlossen, wenn man die Glasplatte p auswechseln oder die Kammer k reinigen will. Gewöhnlich wird die Reinigung der Glasplatte und Platinstreifen in der Kammer k in der Weise ausgeführt, dass der Hahn h geschlossen, der Ausblashahn a geöffnet und durch diesen eine Bürste eingeschoben wird. Außerdem ist im oberen Ende des Hahnkegels h eine nach vorne und schräg nach unten gegen die Hartglasplatte gerichtete Durchbohrung vorhanden, welche durch die Höhlung des Hahnkegels mit dem Wasserraum in Verbindung steht und sich öffnet, wenn der Handgriff H um etwa 80 ° aus der Betriebsstellung gedreht wird. Hierdurch ist es möglich; die Innenseite der Glasplatte bei geöffnetem Ausblashahne mit einem kräftigen Wasserstrahle abzuspülen. Der Hahn h ist durch die darüber befindliche Stopfbüchse vollkommen abzudichten und mittels der darunter befindlichen Druckschraube s leicht beweglich zu erhalten.

Zur Erzielung eines gleichmäßigen Anziehens der Glasplatte mittels des Flanschenrahmens behufs Vermeidung des Glasbruches sind unter die zugehörigen 6 Muttern federnde Unterlegscheiben f gelegt.

Zur Sicherung einer ebenen Dichtungsfläche wird an den Kessel die in Fig. 3 in der Ansicht besonders gezeichnete Nietflansche mit versenkten Nieten angenietet.

Werden an dem Gehäuse G seitlich noch zwei Probierhähne angebracht, so entspricht der Ochwadt'sche Wasserstandsanzeiger in Deutschland vollständig den gesetzlichen Bestimmungen, so dass die Anbringung einer zweiten Wasserstandsvorrichtung nicht mehr erforderlich ist. In Österreich hingegen muss eine zweite, hiervon getrennte Wasserstands-

Vorrichtung angebracht sein, welche, wie der Ochwadt'sche Wasserstands-anzeiger selbst, direct mit dem Kessel verbunden ist.

Bei *m* kann auch das Manometerrohr an dem Gehäuse *G* angeschraubt werden.

Die sogenannten Schwimmer sind als Mittel zu Erkennung des Wasserstandes im Kessel unzuverlässig, weil das durch die Stopfbüchse gehende Schwimmerstängelchen oder die Zeigerachse durch Ansetzung von Kesselstein an der Beweglichkeit behindert werden kann. Schwimmer sind deshalb auch bei Kesselanlagen des gewöhnlichen Fabrikbetriebes und des Kleingewerbes fast gar nicht mehr in Anwendung, wohl aber kommen selbe bei den hoch empor ragenden stehenden (verticalen) von den abziehenden Heizgasen der Flammöfen geheizten Kesseln der Eisenhüttenwerke vor, wo der Wasserstand oft ganz bedeutende Schwankungen aufweist.

Die sogenannten Speiserufer, das sind besondere Apparate, welche durch Ingangsetzung einer Dampfpfeife ein Alarmsignal geben, wenn das Wasser unter die Wasserlinie gesunken ist, können nur als Beigaben zur Erhöhung der Betriebssicherheit, nicht aber als zuverlässige Vorrichtungen zur Erkennung des Wasserstandes bezeichnet werden. Im Gebrauch sind sie mit Vorsicht zu behandeln, weil sie nur zu leicht die Unaufmerksamkeit des Heizers fördern, ohne die unbedingte Gewähr in sich zu schließen, dass sie im Augenblicke wirklicher Gefahr nicht durch Zufälligkeiten besonderer Art ihren Dienst versagen.

Der in neuester Zeit in Anwendung kommende Schwartzkopf'sche elektrische Signalapparat für zu tiefen Wasserstand, Siedeverzug und Wassermangel entspricht seiner Aufgabe, betreffend die Erhöhung der Betriebssicherheit vollkommen.

Auf Taf. XXIV ist der Schwartzkopf'sche elektrische Sicherheits-Apparat für Dampfkessel dargestellt. Fig. 1 bis 9 zeigen die Detailconstruction und seine Montierung auf einem Zweiflammrohrkessel und zwar Fig. 8 mit hohem Untersatz wenn der letzte Feuerzug über den Kessel hingeführt wird, Fig. 9 mit kurzem Flanschenuntersatz nach Fig. 6 und 7, wenn der Kessel lediglich mit einer Schuttschichte und einem Ziegelpflaster bedeckt ist. Fig. 10 und 11 zeigen die Montierung auf Einflammrohrkesseln mit Centralrohr und Seitenrohr, Fig. 12 auf einem Röhrenkessel im Kesselmittel und Fig. 14 einseitig behufs Freihaltung des Mittelraumes zum Kesselputzen. Die Verbindung des Apparates mit dem Läutewerke und der Batterie (Leclanché-Elemente), sowie die Anlage der Controlleitung mit Taster *K* für jeden Kessel, ist in Fig. 14

bis 16 dargestellt und zwar in Fig. 14 für einen und in Fig. 15 für drei neben einander liegende Dampfkessel mit Taster K_1, K_2 und K_3 der Controlleitung bei jedem Kessel und in Fig. 16 für zwei neben einander liegende Kessel mit Taster K_1 und K_2 für die Controlleitung am Brett unter dem Kasten mit den Zeigertäfelchen (Signalscheiben).

Der in Fig. 1 bis 5 detailliert dargestellte Apparat besteht aus einem am Kessel mittels Flansche feststehend montierten und einem in diesen eingeschobenen und herausziehbaren Theil, Kette genannt. Der feststehende Theil besteht aus dem centralen, oben offenen, unten geschlossenen Rohre *i*, welches von von *A* bis *B* reicht und oben von der Kammer *A* umschlossen ist. Dieses ist concentrisch mit dem äußeren, unten offenen Rohre *a* mittels Flanschen verschraubt und der zwischen den beiden Rohren vorhandene Hohlraum ist durch das kupferne Schlangenrohr *S* mit der Kammer *A* verbunden, welche durch den Hahn *H* ausgeblasen werden kann. Das äußere Rohr *a* reicht bis zur Wasserlinie (tiefster zulässiger Wasserstand) herab, das innere Rohr *i* noch etwas tiefer.

Der ausziehbare Theil ist in Fig. 2 allein, also aus dem feststehenden Theile herausgezogen gezeichnet, in Fig. 4 und 5 jedoch eingeschoben. Derselbe besteht aus zwei starken Kupferdrähten *d*, welche durch aufgeschobene Scheiben aus Serpentin *s*, sowie ferner durch die aus isolierendem Schieferstein hergestellten Böden *b* und Verschlussdeckel *v* der beiden Messingbüchsen *c* elektrisch isoliert sind und oben die 4 Klemmschrauben tragen, welche zum Einklemmen der zwei Drähte zum Läutwerk und der zwei Drähte für die Controlleitung dienen. In jede der beiden Messingbüchsen *c* wird ein aus einer Metallegierung hergestellter Ring *r* eingelegt und zwar in die obere Büchse ein solcher, welcher bei 104 ° C. schmilzt, in die untere Büchse ein solcher, welcher bei einer Temperatur schmilzt, die ca. 1 Atmosphäre mehr als der höchsten zulässigen Dampfspannnng entspricht. Die Ringe *r* sind durch die Verschlussdeckel *v* von den Kupferdrähten *d* abstehend gehalten und berühren also letztere nicht.

Steht das Wasser vor dem Anheizen des Kessels in der Höhe des mittleren Wasserstandes *MW*, so wird, wenn kein Dampfüberdruck im Kessel vorhanden ist, das Wasser im Kessel und im ringförmigen Hohlraum des Apparates zwischen den beiden Röhren *a* und *i* gleich hoch stehen. Bei vorhandenem oder durch die Heizung entstehendem Dampfüberdruck wird das Wasser in diesem Hohlraum empor gedrückt, füllt denselben, sobald der Lufthahn *H* geöffnet wird, und gelangt durch das kupferne Schlangenrohr *S* bis in die Kammer *A*, worauf der Hahn *H* wieder geschlossen wird.

Dieses Wasser kühlt sich durch Wärmeausstrahlung ab, und es bleibt erfahrungsgemäß bei den für den Apparat gewählten Dimensionen, der Kopf des Apparates bei der Kammer *A* kühler als 100° C. so lange diese mit Wasser erfüllt ist, und letzteres ist solange der Fall, als das untere offene Ende des äußeren Rohres *a* noch unter Wasser steht. Sinkt jedoch der Wasserstand im Kessel unter den zulässigen niedrigsten Wasserstand *NW* (Wasserlinie), so fällt das gesammte Kühlwasser aus der Kammer *A*, der Rohrschlange *S* und dem ringförmigen Hohlraum des Apparates in den Kessel zurück und es tritt Dampf ein, dessen Temperatur der jeweiligen Kesselspannung entsprechend hoch über 100° C. liegt. Hierdurch erhitzt sich der Kopf *A* des Apparates in wenigen Secunden derart, dass der obere Schmelzring *r* in der Büchse *c* schmilzt und metallischen Contact zwischen den zwei Kupferdrähten *d d* herstellt.

Es ertönt nun das Läutewerk des elektrischen Signalapparates (im Kesselhause, Bureau 2c.), ebenso als wenn am Taster der Controlleitung gedrückt wird, der Apparat signalisiert also den zu tiefen Wasserstand (Wassermangel). Sind mehrere Kessel neben einander vorhanden, so zeigt das gesunkene Zeigertäfelchen im Zeigerkasten, an welchem Kessel elektrischer Schluss eingetreten ist und das Läutewerk klingelt so lange, bis der ausziehbare Theil (die Kette oder die Einsatzdrähte) aus dem betreffenden Apparate herausgezogen und die das geschmolzene Ringmetall enthaltende Büchse *c* entleert ist. Da hierbei weder Dampf noch Wasser aus dem Apparate austritt, so kann man sofort während des Kesselbetriebes die Einsatzdrähte herausziehen, das geschmolzene Metall ausgießen und nach Abkühlung des Kopfes einen neuen Ring einsetzen. Wird inzwischen seitens des Heizers das Nöthige vorgekehrt, dass der Wasserstand wieder der mittleren Höhe zu steigt, der Hahn *H* geöffnet, so dass der Dampfdruck das Wasser wieder in die Kammer *A* hinauftreibt, so ist der Apparat nach Hahnschluss wieder in functionsfähigem Zustande.

Da sich das untere geschlossene Ende des innern Rohres *i* bei *B* fortwährend unter Wasser befindet, so nimmt auch der in der unteren Büchse *c* enthaltene Schmelzring *r* die Temperatur dieses Wassers an. So lange nun die höchste zulässige Dampfspannung nicht überschritten ist, liegt diese Temperatur unter der Schmelztemperatur des Schmelzringes. Steigt aber die Dampfspannung höher, so schmilzt der untere Ring, das geschmolzene Metall stellt zwischen den beiden Kupferdrähten *d* metallischen Contact her, das Läutewerk ertönt 2c. Der Apparat signalisiert die zu hohe Dampfspannung.

Es ist ferner der untere Theil B des Apparates in der Nähe der am meisten erhitzten Kesselwandungen, also schmilzt der untere Ring auch wenn der Kessel trocken (ohne Wasserinhalt) angeheizt wird und zwar, wie Versuche ergaben, wenn die Feuerbleche eine Temperatur von 250 bis 300 ° C. angenommen haben, somit lange bevor dieselben glühend werden, was bekanntlich erst bei 525 ° C. beginnt.

Endlich schmilzt der untere Ring auch, wenn das Wasser im Kessel in Folge von Salz- oder Schlammgehalt, durch forcierten Betrieb oder durch Siedeverzug überhitzt, d. i. zu höherer Temperatur gebracht wurde, als der höchsten zulässigen Dampfspannung entspricht.

Der Apparat signalisiert sohin auch das trockene Anheizen des Kessels und den Siedeverzug, beziehungsweise die Überhitzung des Wassers im Kessel.

Die Schmelzringe werden hinsichtlich ihrer Schmelztemperatur von der k. Normal-Aichungs-Commission in Berlin geaicht. Dem Apparate wird ein Placat beigegeben, welches die für den Heizer wichtigen Betriebsbestimmungen enthält.

Als Speisepumpe dient gewöhnlich eine Kolbenpumpe oder ein Injector (P. I., S. 184, 2. Aufl.), in neuerer Zeit auch der Cohnfeld'sche automatische Dampfkessel-Speise-Apparat.

Auf der internationalen elektrischen Ausstellung in Wien 1883 war an mehreren Kesseln als Speisevorrichtung Cohnfeld's patentierter automatischer Dampfkessel-Speise-Apparat mit gutem Erfolg angewendet, welcher seither bei stationären Kesseln häufiger zur Aufstellung kommt. Derselbe ist in den Fig. 77 bis 80, Text, dargestellt. Fig. 77 zeigt eine zum Theil schematische Darstellung; Fig. 79 zeigt einen Durchschnitt durch den Apparat in der Mittelebene des Dampfeinströmungsrohres und des Speiserohres nach der wirklichen Ausführung; Fig. 80 zeigt den Durchschnitt des selbstthätigen Dampfventiles (Colonnenventil) und endlich Fig. 78 die äußere Ansicht des Apparates. Die Wirkung des Apparates ist am besten in Fig. 77 zu verfolgen.

Die beiden Kammern A und B, welche durch einen mit Holz (als schlechtem Wärmeleiter) ausgefüllten Zwischenraum K getrennt sind, stehen durch zwei U-förmig gebogene Rohre a und b miteinander in Verbindung, wovon ersteres mit seiner Krümmung außerhalb der Kammern tiefer herabreicht und auch mit seinem oberen Ende tiefer in die Kammer B mündet als letzteres. Die untere Kammer A steht überdies durch die Rohre $p\,e\,e_1$, wovon letzteres oben in A einmündet, in Verbindung

mit dem Dampfraum in dem zu speisenden Dampfkessel, sobald das zwischen den Rohren $e\,e_1$ eingeschaltete selbstthätige Dampfventil den Durchgang frei läſst, was der Fall ist, wenn sich dasselbe in der in Fig. 80 gezeichneten tiefsten Stellung befindet, in welcher es — als ein mit Rippen gegossener, mit Blei ausgefüllter Metallkörper, der in seiner tiefsten Stellung unten mit Füßen aufruht — zwischen den Führungsrippen den Dampf aufsteigen und aus dem Rohr e in jenes e_1 gelangen läſst. Endlich steht die untere Kammer A noch durch das Rohr d und das eingeschaltete selbstthätige Speiseventil m mit dem Speiserohr d_1 in Verbindung, welches tiefer unten in den Wasserraum des Dampfkessels einmündet. Die obere Kammer B steht dagegen durch das Rohr c und das eingeschaltete Rückschlagventil (selbstthätige Saugventil) mit dem am zweckmäßigsten von einem höher gestellten Wasserreservoir herführenden Wasserzufluſsrohr c_1 in Verbindung, durch welches das Speisewasser selbstthätig in die Kammer B einläuft, sobald dieselbe entleert ist.

Das unten offene Dampfrohr p reicht bis zur Höhe des Normalwasserstandes in den Dampfraum hinab und enthält noch einen Black-schen Speiserufer mit Signalpfeife s, dessen ebenfalls unten offenes Rohr q bis zum tiefsten noch zulässigen Wasserstand (Wasserlinie) hinabreicht, derart, daſs die Signalpfeife ertönt, wenn der Wasserspiegel unter die Mündung des zugehörigen Rohres q gesunken ist und sohin Dampf in dieses Rohr gelangt. Auf der Kammer B ist oben noch über der Einmündung des Rohres b eine Luftkammer x angebracht mit der Gummikugel l (Luftventil), welche auf dem Wasser schwimmt und mit diesem auf- und niedergeht und die beim Füllen der Kammer B mit Wasser sich ansammelnde Luft entweichen läſst.

In ihrer höchsten Lage verschließt diese Kugel die nach außen führende Öffnung h und dichtet die Kammer B nach außen ab, so daſs weder Wasser noch Dampf austreten kann. Entsteht aber in der Kammer B ein Vaccuum, so fällt die Kugel in der Luftkammer nieder und dichtet diese gegen die Kammer B ab. Damit während dieses Falles nicht Luft von außen in die Kammer B eintreten kann, führt von der Öffnung h ein Kautschukschlauch in ein mit Wasser gefülltes Gefäß und mündet unter Wasser.

Ist nun der Apparat mit Wasser gefüllt, und gelangt durch das Dampfventil V Dampf in die Kammer A, so fließt das Wasser in Folge des hydrostatischen Druckes durch das Speiserohr d_1 in den Kessel ab. Hierbei tritt fortwährend Dampf nach, welcher die Kammer A ausfüllt

Fig. 77. Schematische Darstellung.

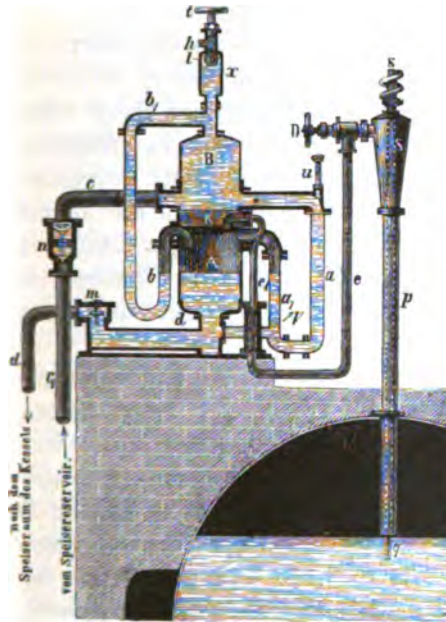


Fig. 78. Ansicht.

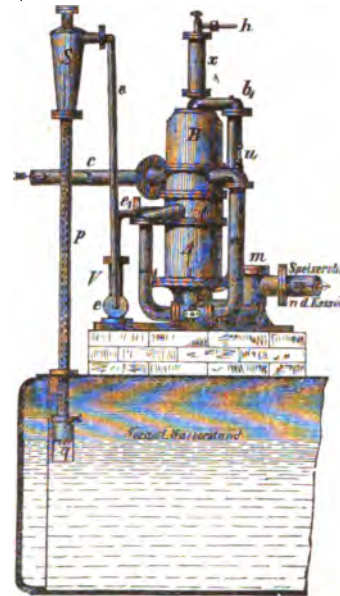


Fig. 79. Verticalschnitt.

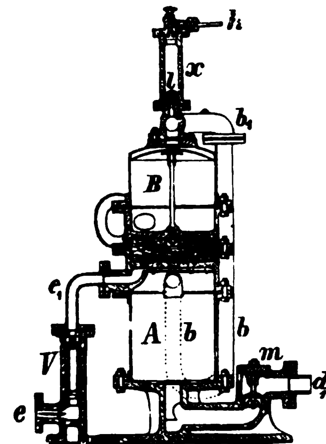
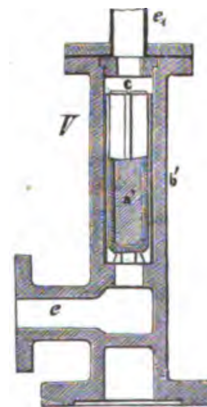


Fig. 80. Dampfventil.



Cohnfelds patentierter automatischer Dampfkessel-Speiseapparat.
(Fig. 77 bis 80.)

und endlich durch das Verbindungsrohr $b\,b_1$ in die obere Kammer B übertritt, sobald der Wasserspiegel in b ganz herabgesunken ist.

Es fließt darauf das Wasser durch das zweite Verbindungsrohr $a\,a_1$ aus der oberen Kammer B in die untere A ab, der Dampf aber wird an den kalten Wänden der Kammer B ꝛc. condensiert, in Folge dessen eine Druckabnahme im ganzen Apparat entsteht, welche das Schließen des sich durch den Dampfüberdruck im Kessel nach aufwärts bewegenden Dampfventiles V im Gefolge hat. Letzteres legt sich hierbei an den oberen Ventilsitz an und sperrt mit seiner Stirnfläche c' den Durchgang des Dampfes fast vollständig ab, indem nur eine kleine Einkerbung in dieser Fläche vorhanden ist, welche das Anhaften des Ventiles auf seinem Sitz durch Adhäsion verhindern soll.

Es kann nun kein Dampf mehr aus dem Kessel nachströmen, und der in den Kammern A und B enthaltene Dampf wird durch das von der oberen in die untere Kammer abfließende kalte Wasser völlig condensiert. In Folge des sonach entstehenden Vacuums fließt Wasser aus dem Speisereservoir durch das Rohr $c\,c_1$ und Rückschlagventil n in die Kammer B und füllt den Apparat neuerdings; hiermit aber ist der Apparat wieder in den Anfangszustand versetzt und es kann das Spiel von Neuem vor sich gehen. Bei u ist noch eine zweite Sicherheitspfeife vorhanden, welche ertönt, sobald der Apparat nicht richtig functioniert und mithin Dampf in das Rohr a gelangt ist.

Solche in Deutschland schon seit 1877 durchaus mit gutem Erfolge in Betrieb stehende Speiseapparate lassen hinsichtlich der Sicherheit ihrer Functionierung wohl kaum etwas zu wünschen übrig, so dass selbe ohne weiters als verlässliche Speisevorrichtungen bezeichnet werden können.

In Österreich ist gesetzlich nur eine, in Deutschland dagegen sind zwei Speisevorrichtungen erforderlich, es werden jedoch gewöhnlich auch in Österreich zwei von einander unabhängige angewendet.

In Fig. 13, 14 und 17 bis 22, Taf. XXX, sind die gebräuchlichsten Arten der selbstthätigen Speiseventile für allein stehende Kessel oder Kessel mit eigener Speisevorrichtung dargestellt. Das von der Pumpe durch das Druckrohr gelieferte Speisewasser kommt im Ventilgehäuse in der Pfeilrichtung unter das Ventil, hebt letzteres und tritt durch die Ventildurchgangsöffnung, um in den Kessel weiter zu fließen. Sobald die Speisepumpe Wasser zu liefern aufhört, fällt das Ventil durch sein eigenes Gewicht zu und verhindert den Rücktritt des Wassers aus dem Kessel in die Speiserohrleitung. Die Zweckmäßigkeit der

Anwendung ergibt sich für jedes Ventil durch die gegebene Lage der Flanschen in jedem einzelnen Falle von selbst. So wird z. B. das Durchgangsventil Fig. 17 und 18, Taf. XXX, angewendet, wenn das Wasser horizontal durchgeleitet wird, wie in Fig. 3, Taf. XXX, das Eckventil Fig. 19 bis 21, Taf. XXX, wenn das Speiseventil an die verticale Stirnwand des Kessels anzuschrauben ist und das Druckrohr von der Speisepumpe unter dem Speiseventil nach aufwärts zu führen ist, wie in Fig. 8, Taf. XXXIII. Das Scholl'sche Speiseventil, Fig. 22, Taf. XXX, hingegen ist anzuwenden, wenn das Speiseventil oben am Kessel angebracht werden soll und das Wasser durch ein vertical nach abwärts geführtes, bis in den Wasserraum verlängertes und dort zum Schutz der Kesselwand in die Richtung der Kesselachse gebogenes Rohr in den Kessel abfließt, wie in Fig. 56, Text, gezeichnet.

Der Ventilhub, welcher nicht mehr als ein Viertel vom Ventildurchmesser betragen soll (P. I., S. 230, 2. Aufl.), wird durch einen am Deckel des Ventilgehäuses angegossenen Ansatz begrenzt. Dieser Deckel wird entweder mittels Flanschen verschraubt, wie in Fig. 22, Taf. XXX, gezeichnet, oder aber, um das Ventil leicht zugänglich zu erhalten, mittels Bügel und Druckschraube niedergehalten, wie in Fig. 18, Taf. XXX. Bei kleinen Ventilen kommt statt dieses Deckels eine einzige Verschlussschraube mit entsprechend großem Durchmesser und feinem Gewinde zur Anwendung, wie in Fig. 21, Taf. XXX, gezeichnet.

Sollen mehrere Kessel von derselben Pumpe gespeist werden, so muss jeder Kessel von der Speiserohrleitung abgesperrt werden können, einmal um jeden Kessel nach Belieben in Benützung ziehen oder als Reservekessel stehen lassen zu können, und ferner, um nach Belieben den einen oder den anderen der nebeneinander in Betrieb stehenden Dampfkessel speisen zu können. Es muss deshalb nebst dem selbstthätigen Speiseventil nach Fig. 17 bis 22, Taf. XXX, noch ein Absperrventil Fig. 12, Taf. XXX, vorhanden sein, welches unmittelbar an ersteres angeschlossen wird, oder ein Hahn Fig. 1 und 2, Taf. XXXIII in Fig. 8, Taf. XXXIII, gezeichnet, oder es muss das Speiseventil selbst die Einrichtung haben, um auch als Absperrventil dienen zu können, wie bei dem in Fig. 13, Taf. XXX, gezeichneten Durchgangsventil oder bei dem Scholl'schen Ventil in Fig. 14, Taf. XXX. In beiden letzteren Fällen ist die Druckspindel, welche durch den Deckel des Ventilgehäuses hindurch geht und mittels Handrad auf- und niedergeschraubt werden kann, mit dem Ventilkegel nicht in Verbindung, sondern sie lässt das Ventil auf seinem Sitze frei

liegen, wenn sie nach aufwärts geschraubt wird und dient demselben dann als Anschlag zur Hubbegrenzung; wird jedoch die Spindel hinreichend niedergeschraubt, so wird hierdurch das Ventil fest auf seinen Sitz niedergedrückt, wie bei einem mit der Ventilspindel verbundenen Absperrventil. Bei dem Ventil in Fig. 13, Taf. XXX, liegt die Metallmutter zur Ventilspindel in einem durch zwei schmiedeiserne Säulchen getragenen Querstück außerhalb des Ventilgehäuses, um sie besser überwachen zu können. Fig. 14, Taf. XXX, dagegen zeigt die minder kostspielige Anordnung der in eine Aussparung des Deckels eingepaßten, im Ventilgehäuse liegenden Metallmutter.

Die Ventilkegel der Speiseventile sind conisch auf ihren Metallsitz aufgepaßt und aufgeschliffen.

7. Die Betriebsarmatur. Hierzu gehören die Dampfabsperrventile in erforderlicher Anzahl, welche oben am Dampfsammler oder Dom aufgeschraubt werden, und der Schlammhahn, Ablaßhahn oder Abblashahn oder endlich das jedoch nicht genügend entsprechende Ablaßventil Die Dampfventile dienen zur Dampfentnahme. Der Ablaßhahn ist zum Ablassen des Schlammes und zum Entleeren des Kessels vor dem Kesselputzen erforderlich. Der Ablaßhahn wird am zweckmäßigsten an der tiefsten Stelle des Kessels angebracht, wie z. B. am Schlammsammler in Fig. 56, Text.

Bei Flammrohrkesseln befindet sich der Ablaßhahn unter dem Heizerstand an einen Rohrstutzen angeschraubt. Letzterer ist entweder unten am Kesselmantel angenietet wie in Fig. 2, Taf. XXXI, oder an eine dort angenietete Flanschenplatte angeschraubt, wie in Fig. 1, Taf. XXX.

Im Hinblick auf die Gefahren, welche mit dem Verstopfen dieses Verbindungsrohres durch Schlamm- und Kesselsteinsplitter verbunden sind, verdient die in Fig. 5 und 6, Taf. XXIII, dargestellte Sicherheits-Abblasevorrichtung, Patent R. Weinlig, eine besondere Beachtung.

Der Ablaßrohrstutzen, an dessen einem Ende sich der Ablaßhahn befindet, ist wie in Fig. 1, Taf. XXX, an eine am Kessel angenietete Flanschenplatte an der tiefsten Stelle des Kessels angeschraubt. Den Abschluß der Einmündung in den Kessel bildet ein großes conisch aufgeschliffenes Rothgußventil von 70 *mm* Durchmesser, dessen Sitz innerhalb des Kessels auf der genannten Flanschenplatte befestigt ist. Der Ventilkegel ist am unteren Ende eines langen Rohres angebracht, welches oben durch den Kessel hervortritt und durch Drehung des größeren unteren Handrades bewegt wird. In diesem Ventilkegel sitzt ein kleines Ventil

von 15 *mm* Durchmesser, dessen Spindel durch das weite Rohr hinaufgeführt ist und mittels des kleineren oberen Handrades in die Höhe geschraubt werden kann. Im Dampfraum, dicht unter dem Kesselscheitel hat das weite Rohr im Umfange mehrere Löcher für den Dampfeintritt.

Öffnet man den Ablasshahn und dann das kleine innere Ventil, so tritt ein kräftiger Dampfstrahl durch das Ablassrohr und reinigt dasselbe. Sollte aber wirklich eine Verstopfung des Ablassrohres vorhanden sein, so kann man unbedenklich den Ablasshahn abschrauben, das Rohr durchstoßen und dann den vollen Dampfstrahl des kleinen Ventiles durchblasen lassen. Sobald sich dann das Ablassrohr als völlig frei erweist, schraubt man durch langsames Drehen des unteren Handrades das große Ventil von seinem Sitze in die Höhe und bewerkstelligt dadurch das vollständige Abblasen des Kessels in durchaus zuverlässiger Weise. Während des Betriebes ist das Ablassrohr durch das große und kleine Ventil abgeschlossen und daher vom Dampfdruck entlastet. Eine Entleerung oder Explosion des Kessels durch den Bruch des Ablassrohres ist mithin gänzlich ausgeschlossen.

Ein Dampfabsperrventil gewöhnlicher Art mit innen liegender Metallmutter für die Ventilspindel ist in Fig. 12, Taf. XXX, gezeichnet. Ein Absperrventil besserer Art mit außen liegender Mutter und gerade geführter Spindel zur Vermeidung der Drehung des Ventiles auf seinem Sitz, ist in Fig. 4, Taf. XXXIII, in der Ansicht mit theilweisem Schnitt gezeichnet. In Fig. 15 und 16, Taf. XXX, ist das Daelen'sche Dampfabsperrventil im Durchschnitt dargestellt, welches auch bei großem Ventildurchmesser die Dampfzuleitung von oben gestattet, vermöge welcher das Ventil durch den darauf lastenden Dampfdruck selbst geschlossen wird.

Der Ventilkegel, welcher nach oben einen cylindrischen mit Spielraum eingepassten Ansatz und darüber die Flügel *a* zur Führung aufweist, ist hierbei in der Mitte mit einem kleinen Entlastungsventil *b* versehen, welches zuerst geöffnet wird. In Folge dessen tritt der in dem Führungsgehäuse über dem großen Ventilkegel vermöge des Spielraumes in der Rundung angesammelte Dampf aus und der von unten überwiegende Dampfdruck hebt den großen Ventilkegel selbst. Beim Schließen wird zuerst das kleine Entlastungsventil niedergeschraubt, wonach der Dampf über dem großen Ventilkegel sich ansammelt und diesen, unter Mitwirkung seines Eigengewichtes auf seinen Sitz drückt und dicht schließt.

In Fig. 1 und 2, Taf. XXXIII, ist der gewöhnlich gebräuchliche Ablasshahn in der Ansicht und im Durchschnitt gezeichnet, an dessen

zweite Flansche ein in den Abflusscanal führendes Eisenrohr angeschraubt wird, und in Fig. 3, Taf. XXXIII, ein Ablasshahn mit freiem Auslauf, aus welchem das abfließende Wasser unmittelbar in den Abflusscanal eintritt. Der Schlüssel zum Hahnkegel wird gewöhnlich abgenommen und nur beim Schlammablassen aufgesteckt.

Das bei dem Kessel in Fig. 56, Text, gezeichnete Ablassventil hat genau dieselbe Einrichtung wie ein gewöhnliches Dampfabsperrventil,

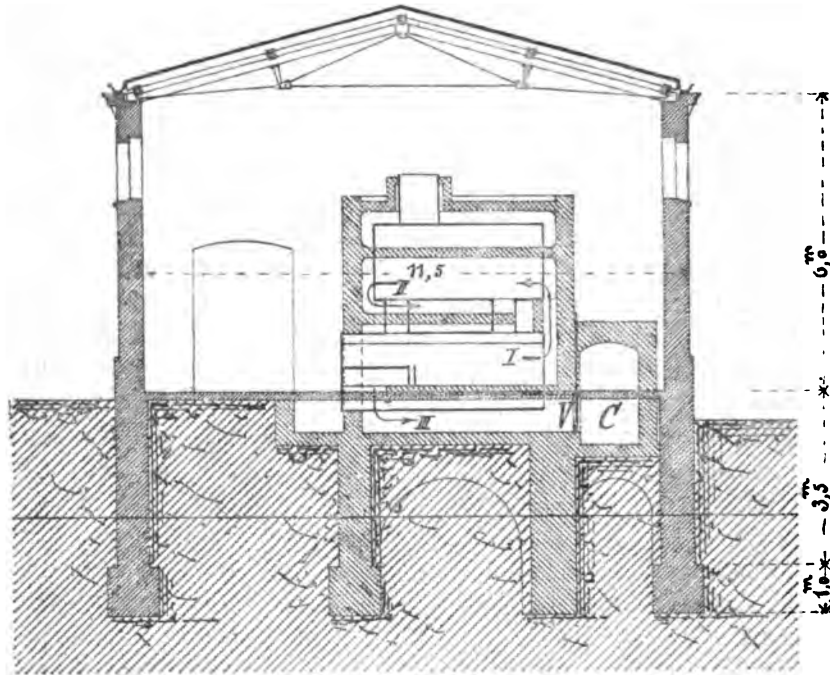


Fig. 81. Verticalschnitt durch ein Kesselhaus ($^1/_{150}$ Ng.).

es ist jedoch an dieser Stelle ein Hahn einem Ventil vorzuziehen, weil letzteres eher den Dienst versagt als ersterer.

8. Das Kesselhaus. Dasselbe ist gewöhnlich unmittelbar an das Fabriksgebäude anschließend, häufig aber auch ganz freistehend gebaut. In Fig. 81, Text, ist ein räumlich beschränktes Kesselhaus mit kurzen, in kleinem Raum große Heizfläche bietenden combinirten Kesseln im Verticalschnitt gezeichnet.

Der Fuchs V jedes Kessels mündet in den gemeinsamen Rauchcanal C, welcher unter dem Fußboden hinter den Kesseln hinzieht und zum Schornstein führt. Als Dachstuhl kommt im Kesselhaus gewöhnlich der hier gezeichnete Polonceau-Dachstuhl zur Anwendung.

9. Das Speisewasserreservoir. Dasselbe ist gewöhnlich aus Eisenblech durch Nietung hergestellt und erhöht auf eisernen Traversen untergebracht. Es dient zur Ansammlung des für die Kesselspeisung nöthigen Wassers, welches gewöhnlich durch eine besondere Pumpe aus einem Brunnen hineingeschafft wird.

10. Der Vorwärmer. Derselbe wird angewendet, um das Wasser vorgewärmt in den Kessel zu bringen, und einen Theil der fremden Beimischungen des Wassers aus dem Kessel abzuhalten.

In seiner einfachsten Form ist der Vorwärmer ein horizontal liegendes cylindrisches aus Eisenblech durch Vernietung hergestelltes, an den beiden Enden mit Böden verschlossenes Rohr von 400 bis 600 *mm* Durchmesser und 5 bis 10 *m* Länge, welches in einem besonderen Zug zwischen dem letzten Feuerzug des Kessels und dem Fuchs liegt und von den Heizgasen bestrichen wird, ehe diese zum Schornstein abziehen. Das von der Speisepumpe gelieferte Wasser gelangt am einen Ende des Vorwärmers in diesen, durchfließt denselben und tritt am anderen Ende durch ein Verbindungsrohr und das selbstthätige Speiseventil in den Kessel.

Solche Vorwärmer werden sich bei kurzen Kesseln mit geringer Gesammtlänge der Züge zur vollständigeren Ausnützung des Brennmaterials als zweckmäßig erweisen, bei welchen ohne deren Anwendung die Rauchgase noch mit ziemlich hoher Temperatur in den Schornstein entweichen würden.

Ein anderer in solchem Falle anzuwendender Vorwärmer ist der *Economiser* von *Edward Green & Son* in Manchester. Derselbe ist in Fig. 82 bis 84, Text, im verticalen Längsschnitt, Grundriss und Querschnitt gezeichnet und besteht aus einer größeren Anzahl verticaler durch Querrohre unten und oben verbundener gusseiserner Rohre, durch welche das Wasser von der Speisepumpe zum Kessel hindurchfließt. Um die verticalen Rohre außen von Ruß und Flugasche rein zu halten, werden dieselben durch selbstthätig auf und ab bewegte Schaber abgeschabt, welche an Ketten hängen, die durch Trommeln abwechselnd auf- und abgewickelt werden. Oben ist für jedes verticale Rohr eine Reinigungsöffnung zur inneren Reinigung des Rohres vorhanden, mit zugehörigem Verschlussdeckel. Die Reinigung erfolgt durch Ausbohren des Kesselsteines, welcher sich an den Rohrwänden absetzt. Die Rohrenden sind schwach conisch

Fig. 82. Längsschnitt.

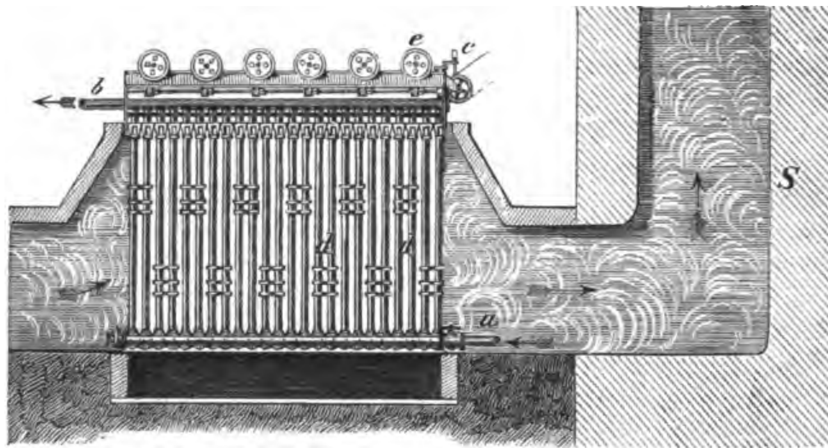
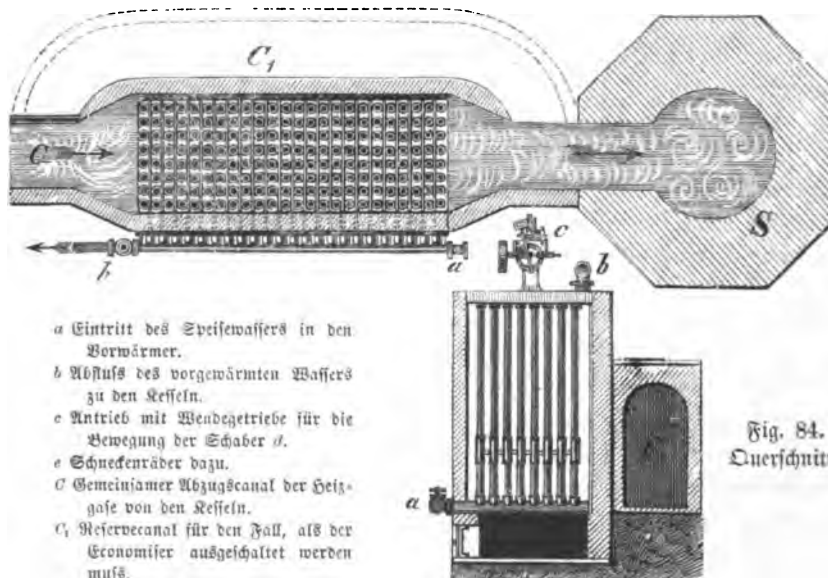


Fig. 83. Grundriss.



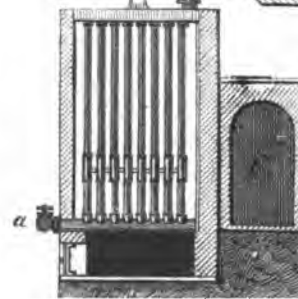


Fig. 84. Querschnitt.

S Schornstein.

Economiser von *Edward Green & Son* in Manchester.
(Fig. 82 bis 84.)

abgedreht und in die ebenso ausgefrästen Muffen fest hineingepresst. Der Antrieb der Schaber enthält ein Wendegetriebe, bestehend aus zwei lose auf der Antriebwelle sitzenden Kegelrädern und einer Klauenkupplung, welche durch einen Hebel abwechselnd mit einem und dem andern Kegelrad gekuppelt wird. Von dieser Welle wird die Schneckenwelle angetrieben, deren Schnecken in die auf den Trommelwellen aufgekeilten Schneckenräder eingreifen.

Mit Rücksicht auf die Vornahme von Reparaturen an dem Vorwärmer wird die Einrichtung so getroffen, dass derselbe sowohl aus der Speiserohrleitung als auch aus dem Feuerzug ausgeschaltet werden kann; ersteres erfolgt durch eine Rohrabzweigung mit Absperrventilen und letzteres durch den Reservecanal für Rauchgase, welcher neben dem *Economiser* hinzieht und durch zwei Rauchschieber ein- oder ausgeschaltet werden kann.

Beim Durchgang durch diesen von 250 bis 300° C. heißen Rauchgasen bespielten Vorwärmer, wird das Speisewasser bedeutend erwärmt derart, dass es mit einer Temperatur von 100 bis 140° C. in den Kessel gelangt, welche Temperatur durch ein eingehängtes Thermometer im Ölbad gemessen werden kann.

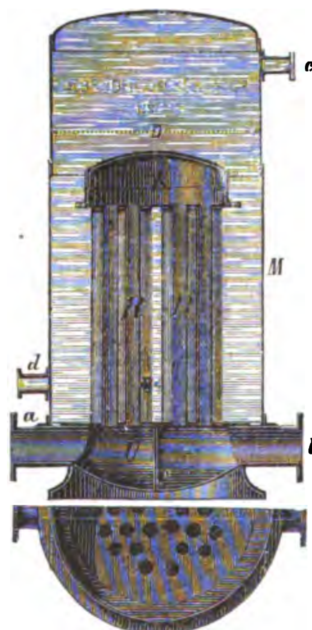
Durch die Anwendung des *Economiser's* ist man in der Lage, forcierte größere Kesselanlagen zu verbessern.

Ein solcher Vorwärmer bildet, sobald er durch ein selbstthätiges Speiseventil vom Dampfkessel getrennt ist, keinen Theil des letzteren und unterliegt dann auch nicht der Kesselprobe.

Eine andere Art der Vorwärmer ist diejenige, bei welcher der von der Dampfmaschine abziehende Dampf (Auspuffdampf, Abdampf) zum Vorwärmen des Wassers zur Anwendung kommt. Man unterscheidet hierbei Vorwärmer mit einströmendem Dampf, bei welchen der Dampf mit dem vorzuwärmenden Speisewasser in directe Berührung kommt und Vorwärmer mit durchströmendem Dampf, bei welchen der Dampf entweder in einer Kupferrohrschlange oder in einem Röhrensystem (Röhrenvorwärmer) durch das Wasser hindurchgeleitet wird und dasselbe vorwärmt, ohne damit in directe Berührung zu kommen. Letztere sind vorzuziehen, weil bei ersteren vom Dampf mitgerissenes Fett sich im Vorwärmer absetzt und mit dem vorgewärmten Wasser aus dem Vorwärmer durch die Speisepumpe in den Kessel gelangt, wo es durch Zersetzung als Fettsäure zur Zerstörung des Kesselbleches mitwirkt.

Ein Vorwärmer mit einströmendem Dampf ist in Fig. 8 bis 14, Taf. XXI, sammt allen seinen Constructionsdetails dargestellt

und zwar ein sogenannter Vorwärmer mit Tellerapparat. Der Auspuffdampf (Abdampf) von der Dampfmaschine strömt von unten durch ein verticales Rohr in der Achse des Vorwärmers nach aufwärts und ist durch eine Blechkappe gegen das Einfließen des über die Teller herabrieselnden Wassers geschützt. Letzteres fließt, sobald der betreffende Hahn geöffnet wird, von einem höher gelegenen Reservoir in den Vorwärmer auf den Teller nnd der überschüssige Dampf zieht oben seitlich aus dem



M Mantel aus Eisenblech.
U Gusseiserner Untersatz mit Scheidewand.
a b Rohrstutzen für die Ein- und Ausströmung des Dampfes.
$R\ R_1$ Heizrohre.
K Dampfkammer.
c d Rohrstutzen für den Zu- und Abfluss des Speisewassers.
D Durchmesser des Mantels.

Fig. 85. Vorwärmer mit durchströmendem Dampf.

Vorwärmer durch ein Rohr über das Dach des Maschinenhauses ab. Unteu seitlich mündet das zur Speisepumpe führende Saugrohr, durch welches das vorgewärmte Wasser aus dem Vorwärmer zur Pumpe abfließt, um von dieser in deu Dampfkessel gepumpt zu werden.

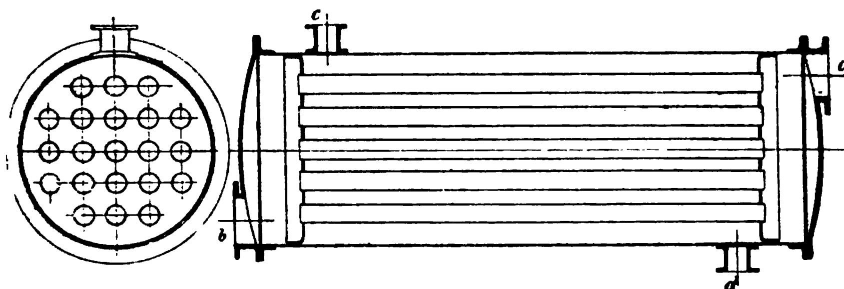
In der Höhe des höchsten zulässigen Wasserstandes ist ein Überlaufsrohr angebracht.

In Fig. 85, Text, ist ein stehender Röhrenvorwärmer im Vertical- und Horizontalschnitt gezeichnet. Derselbe besteht aus dem äußeren Mantel *M*

aus Eisenblech, welcher auf einem gusseisernen, durch eine Scheidewand in zwei Kammern getheilten Untersatz aufgeschraubt ist, und dem auf letzterem stehenden Röhrensystem. Der Dampf strömt bei *a* von der Dampfmaschine in den gusseisernen Untersatz, und aus diesem durch die eine Hälfte der Rohre *R* nach aufwärts. Oben sammelt er sich in der Kammer *K* und geht durch die zweite Hälfte der Rohre R_1 nach abwärts in die zweite Kammer. Von hier tritt der Dampf bei *b* aus, wo das über das Dach führende Auspuffrohr angeschraub wird.

Das vorzuwärmende Wasser fließt entweder aus dem höher gestellten Reservoir bei *c* in den Vorwärmer und durch diesen bei *d* in das zur Pumpe führende Speiserohr, uoch zweckmäßiger aber ist es, die

Fig. 86. Querschnitt. Fig. 87. Längsschnitt.



Horizontaler Röhrenvorwärmer (1/20 Ng.). (Fig. 86 und 87.)

Bewegungsrichtung umzukehren, und den Vorwärmer in das Druckrohr einzuschalten, welches von der Speisepumpe zum Kessel führt, so dass das Wasser unter Druck unten bei *d* in den Vorwärmer und oben bei *c* in das zum Kessel führende Speiserohr gedrückt wird.

Saugt die Pumpe das vorgewärmte Wasser aus dem Vorwärmer, so darf die Temperatur des Wassers im Vorwärmer nicht zu hoch steigen, weil sonst die Pumpe ihren Dienst versagt, sie kann aber bis 50° C. oder 40° R. betragen. Wird jedoch der Vorwärmer in Fig. 85, Text, wie vorstehend angegeben, in das Druckrohr der Speisepumpe eingeschaltet, so kann das Wasser nahezu bis zur Siedetemperatur erhitzt werden.

In Fig. 10 und 11, Taf. XXV, ist ein verticaler Röhrenvorwärmer nach Ausführung von Dürr, Gehre & Cie. in Mödling im Durchschnitt und in der Ansicht dargestellt, bei welchem der Abdampf durch die Röhren streicht. Pfeile zeigen die Bewegungsrichtung an.

In Fig. 86 und 87, Text, ist ein horizontaler Röhrenvorwärmer im Längs- und Querschnitt gezeichnet, bei welchem der von der Dampfmaschine abziehende Dampf bei *a* durch den Boden des Vorwärmers eintritt, durch sämmtliche Rohre hindurchstreicht und bei *b* durch den zweiten Boden in das Dampfrohr abfließt, welches den überschüssigen Dampf abführt.

Solche horizontale Vorwärmer erweisen sich auch recht zweckmäßig zur Anwendung zwischen dem Dampfcylinder und dem Condensator bei Condensationsmaschinen, indem darin das Speisewasser durch den in den Röhren vom Speisewasser abgeschlossenen, vom Cylinder in den Condensator abfließenden Dampf erwärmt wird, was viel vortheilhafter ist, als dass das Speisewasser einfach aus dem Condensationswasser entnommen wird, indem letzteres ebenfalls Fett mit sich führt.

3. Die Feuerungssysteme. Die Feuerungssysteme unterscheiden sich durch die Rostanordnungen und Feuerungsmethoden. Die wichtigsten derselben sind folgende:

1. Der Planrost. Der Planrost besteht aus Roststäben, welche am besten horizontal, oft aber gegen die Feuerbrücke zu etwas geneigt, nebeneinander liegen und von den Rostträgern getragen werden. Die Fig. 56 bis 59, Text, stellen diese Rostanordnung dar. Die einzelnen Benennungen sind den Figuren selbst beigedruckt.

Die Roststäbe sind entweder oben glatt und eben, wie in Fig. 88, Text, und heißen dann gewöhnliche Roststäbe, oder sie weisen besondere Formen auf, um einerseits die Summe der für den Luftzutritt durch den Rost vorhandenen freien Durchzugsöffnungen, d. i. die freie Rostfläche zu vergrößern, ohne zu große Spaltweiten zu ergeben, andererseits aber einen besser vertheilten Luftzutritt zu erzielen und führen dann verschiedene Bezeichnungen, gewöhnlich aber die allgemeine Bezeichnung Patentroststäbe. Zu letzteren gehören: die gewöhnlichen Patentroststäbe, welche, in Fig. 89, Text, nebeneinander gelegt und durch einen einzelnen Stab dargestellt sind; die Polygonroste, deren Form aus Fig. 90, Text, zu ersehen ist, und die Ludwig'schen Hartguss-Planroststäbe, welche in den Fig. 91 und 92, Text, abgebildet sind.

Die gewöhnlichen Roststäbe sind entsprechend kräftig, oben 12 bis 17 *mm* dick (ersteres für Steinkohle, letzteres für Braunkohle in Klötzen), und 700 *mm* bis 1 *m* lang. Bei einer 1 *m* übersteigenden Rostlänge werden dieselben in zwei oder mehr Reihen hintereinander angeordnet,

damit sie einzeln nicht zu lang und zu dick ausfallen; zweckmäßig wird dabei der mittlere Rostträger so ausgeführt, dass auch zwischen den Köpfen zweier aufeinanderfolgender Roststabreihen Luft eintreten kann, wie in Fig. 1 und 14, Taf. XXVII, Fig. 8 und 10, Taf. XXVIII und Fig. 1, Taf. XXX, gezeichnet. Die Roststäbe werden entweder an den

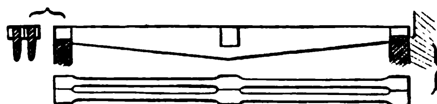


Fig. 88. Gewöhnliche Roststäbe.

Enden senkrecht zur oberen Fläche begrenzt, wie in Fig. 88, Text, oder sie werden an den Enden unten oder oben abgeschrägt, wie in Fig. 1, Taf. XXVII und Fig. 10, Taf. XXVIII, um durch die Asche nicht an ihrer Ausdehnung behindert zu sein. Mit Rücksicht auf die Längenausdehnung müssen dieselben mit entsprechend großem Zwischenraum in die Rostträger eingelegt werden.

Die Patentroststäbe, Fig. 89, Text und Fig. 10 bis 12, Taf. XXVIII (Sparroste von Goetjes & Schultze in Bautzen) ent-

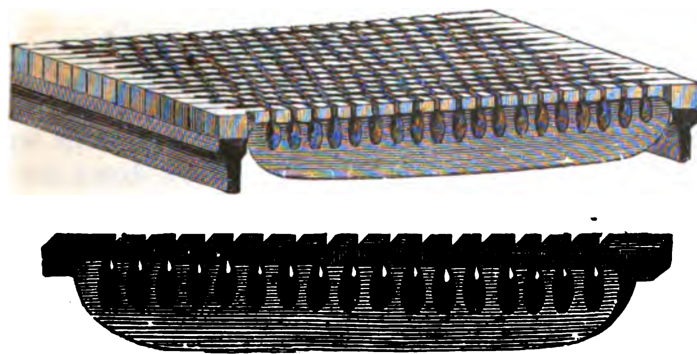


Fig. 89. Sparroste oder sogenannte Patentroste.

sprechen der Hauptbedingung, wonach der Rost eine möglichst ökonomische Ausnützung des Brennmaterials ermöglichen und dabei durch die Hitze nicht zu sehr leiden und nicht verbrennen soll, indem selbe reichlichen und gut vertheilten Luftzutritt durch den Rost gestatten, wodurch nicht nur die Verbrennung gefördert, sondern auch dem Verziehen und Verbrennen

der Roststäbe vorgebeugt wird. Die Form derselben ermöglicht es, unter Einhaltung entsprechend großer freier Rostfläche, die einzelnen Zwischenräume so eng zu machen, dass nur wenig unverbrannte Kohlenstückchen durchfallen können, und die seitlich und nach unten erweiterten Rostspalten verhindern das Festklemmen von Schlacken und anderen unverbrennlichen Bestandtheilen des Brennmaterials.

Die Polygonroste, Fig. 90, Text (Patent Sellwig & Lange in Braunschweig) entsprechen den gleichen Bedingungen, wie die vorgenannten Patentroststäbe, von welchen sie sich durch die Richtung der Rostspalten unterscheiden.

Die Ludwig'schen Hartguss-Plan-Roststäbe, Fig. 91 und 92, Text (R. Ludwig's Patent) bestehen aus 10 *mm* starken Stegen, an welchen beiderseits unter einem Winkel von 78° zur oberen Roststabfläche geneigt und 6 *mm* von einander entfernt, schwache nach unten



Fig. 90. Polygonrost.

conische Rippen angegossen sind. In den 60 *mm* breiten Köpfen und den Stegen der Roststäbe sind Aussparungen angebracht, welche der abkühlenden Luft den Durchzug gestatten. Die seitlichen Rippen sind schief gestellt, um die Luft in der Richtung gegen die Feuerbrücke ansteigend zwischen den Roststäben hindurch zu leiten.

Die aneinander stoßenden Stäbe berühren sich an den in Fig. 91, Text, mit *a* bezeichneten Stellen, um ein seitliches Verbiegen zu verhindern, und es bleiben hierdurch 6 *mm* weite Spalten zwischen je zwei Stäben, so dass die freie Rostfläche 42 bis 50 % der totalen Rostfläche beträgt. Die Anwendung des Hartgusses ergibt dichtere feuerbeständigere Roststäbe als gewöhnliches Gusseisen. Für die Längenausdehnung genügt es, wenn zwischen den Kopfenden jederseits 9 *mm* und zwischen zwei Kopfenden 18 *mm* Spielraum vorhanden ist, wie in Fig. 92, Text, cotiert. Die sich bildende Schlacke wird mittels des hier gezeichneten Schabers abgehoben.

Gegenwärtig wird der Planrost zumeist aus mehreren Reihen kurzer, dünner Roststäbe von 275 bis 525 *mm* Länge, 6 bis 10 *mm* oberer und 4 bis 7 *mm* unterer Stegdicke und 60 bis 80 *mm* Höhe gebildet, welche auf Flacheisen hintereinander mit zwischen gelegten Köpfen eingelegt sind, wie in Fig. 1 und 3, Taf. XXVIII, um namentlich Kleinkohle mit kräftiger Luftzuführung und geringer Weite der Spalten zwischen den einzelnen Stäben verbrennen zu können.

Fig. 91.

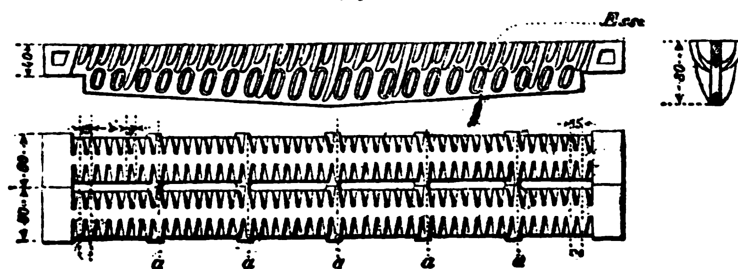
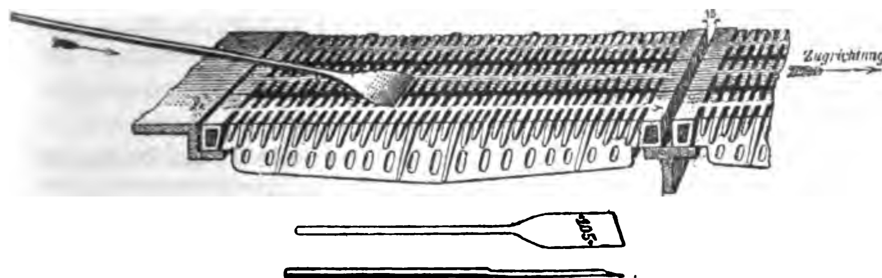


Fig. 92.



Hartguss-Planroststäbe.

Die Spaltenweite zwischen zwei Roststäben richtet sich im Allgemeinen nach der Art des Feuerungsmaterials und nach der Dicke der Roststäbe. Mit Rücksicht auf die Spaltenweite sind dünnere Roststäbe bei der Steinkohlenfeuerung vorzuziehen, da sie bessere Luftvertheilung bei geringer Spaltenweite zulassen.

Die freie Rostfläche, d. i. der auf die Rostspalten entfallende Theil der totalen Rostfläche, durch welchen die zur Verbrennung erforderliche Luft in den Feuerraum gelangt, soll möglichst groß sein. Dieselbe

ist durch die Dicke der Roststäbe beeinflusst und beträgt für Steinkohle bei 18 *mm* Stabdicke und 6 *mm* Spaltenweite $^1/_4$ der totalen Rostfläche, bei 12 *mm* Stabdicke und 6 *mm* Spaltenweite $^1/_3$ der totalen Rostfläche, endlich bei 6 *mm* Stabdicke und 6 *mm* Spaltenweite für Kleinkohle bis zu $^1/_2$ der totalen Rostfläche (42 bis 50 %). Die Spaltenweite wird zur Verhütung des Durchfallens der Kohlenstückchen nicht über 6 *mm* gemacht. Für Torf kann die freie Rostfläche $^1/_4$ bis $^1/_5$ der totalen betragen und kommen hierbei breite Spalten und dicke Stäbe zur Anwendung; für erdige, staubige Braunkohle, nicht zu Klötzen geformt, beträgt die Spaltenweite 4 *mm* und die Stabdicke 13 *mm*, endlich für Braunkohle in Klötzen die Spaltenweite 8 *mm* und die Stabdicke 17 *mm*.

Die Höhe von der Rostfläche bis zur Kesselwandung soll, damit sich die Flamme im Feuerraum genügend entwickeln kann, für gewöhnliche Steinkohlenfeuerung 400 bis 500 bis 600 *mm* betragen, letzteres insbesondere in der Nähe der Feuerbrücke, um das Kesselblech besser gegen die Stichflamme zu schützen; dieselbe ist für Koks entsprechend der Schichtenhöhe des Brennmaterials etwas größer und für Braunkohle etwas kleiner.

Die Höhe von der Feuerbrücke bis zur Kesselwandung soll für gewöhnliche Steinkohlenfeuerung 200 bis 300 *mm* betragen und vom Roste hinauf schwach schief ansteigen und oben abgerundet anlaufen, damit das Kesselblech nicht unter der Einwirkung der Stichflamme zu sehr leidet; jedenfalls darf die Feuerbrücke aus letzterem Grunde nicht zu hoch gelegt werden, weil sich sonst alsbald die schädigende Einwirkung der Stichflamme auf das Kesselblech in der Nähe der Feuerbrücke zu erkennen gibt. Die Sohle des an die Feuerbrücke anschließenden ersten Feuerzuges liegt 120 bis 200 *mm* tiefer als die Feuerbrücke und soll die Anordnung im Allgemeinen so getroffen sein, dass der Zugquerschnitt über der Feuerbrücke 0,6 von der freien Rostfläche beträgt.

Mit Rücksicht auf die Bedienung des Rostes beträgt die Höhe der Heizthüröffnung je nach der Größe des Rostes 270 bis 370 *mm*, die Höhe der Herdplatte über dem Fußboden beim Heizerstande 600 bis 750 *mm*, die Tiefe des Aschenfalles unter dem Roste 800 bis 1200 *mm*, die lichte Weite einflügeliger Heizthüren 320 bis 400 *mm* und jene zweiflügeliger Heizthüren, welche bei breiteren Rosten vorkommen, 450 bis 600 *mm*.

Zum Schutze gegen die strahlende Wärme des Feuerraumes wird die Heizthüre an der Innenseite mit einem, mittels Stehbolzen damit

verbundenen Schutzblech von 12 bis 13 *mm* Dicke versehen, und damit sie durch ihr eigenes Gewicht schließt, wird ihre Drehungsachse und die Anschlagfläche am Heizthürrahmen gegen die Verticale etwas geneigt, so dass sie in der Höhe der Herdplatte etwas vorsteht.

Man kann den Planrost in zweierlei Weise beschicken und unterscheidet hiernach die Feuerungsmethode am Planrost mit ganzer Beschickung, mit gleichförmig vertheiltem Brennmaterial oder mit Beschickung auf ganzem Rost und die Feuerungsmethode am Planrost mit halber Beschickung.

Beim Planrost mit ganzer Beschickung wird bei jeder Beschickung das frisch aufgeworfene Brennmaterial über die ganze Rostfläche auf der glühenden Kohle gleichförmig ausgebreitet, so dass überall dieselbe Schichtenhöhe vorhanden ist und somit überall möglichst gleichförmiger Luftzutritt durch die Rostspalten zu dem Brennmaterial erfolgt.

Die zur Verbrennung erforderliche Luft strömt zuerst durch die untere glühende Schichte und dann erst durch die obere frisch aufgeworfene, über die ganze Rostfläche vertheilte kältere Schichte des Brennmaterials. Unmittelbar nach dem Aufwerfen des frischen Brennmaterials tritt in Folge dadurch gehemmter Luftzufuhr ein Mangel an Sauerstoff ein, während das frische Brennmaterial durch die darunterliegende glühende Schichte in entsprechendem Zeitraum zur Entzündungstemperatur erhitzt wird. Die in letzterem sich entwickelnden Gase verbrennen deshalb nicht vollkommen und es wird Ruß und Kohlenoxydgas durch die Feuerzüge nach dem Schornstein abziehen. Man wird daher nach jeder neuen Beschickung starken Rauch bemerken, dann wird das für das Auge nicht erkenntliche, aber weit mehr Wärmeverluste ergebende Kohlenoxydgas noch lange nachziehen, bis auch die obere Kohlenschichte bei mittlerweile eingetretener überschüssiger Luftzufuhr zum Glühen kommt. Die Verbrennung ist sonach eine recht unvollkommene und die Feuerungsmethode unökonomisch.

Beim Planrost mit halber Beschickung wird das abgebrannte noch glühende Brennmaterial bei jedesmaliger Beschickung von oben weg gegen die Feuerbrücke geschoben und das frische kalte Brennmaterial auf die der Feuerthüre näher liegende Rosthälfte aufgeworfen und so gleichmäßig vertheilt, dass die Schichtenhöhe über der ganzen Rostfläche die gleiche ist. Die noch nicht bis zur Entzündungstemperatur erhitzten sauerstoffärmeren Gase, welche der frisch aufgeworfenen Kohle entsteigen, ziehen durch die heißen sauerstoffreicheren Gase der dahinterliegenden glühenden Schichte hindurch, mischen sich mit diesen innig und es entsteht sonach eine

ziemlich vollkommene Verbrennung. Dieses Feuerungssystem ist ökonomisch besser und daher ersterem vorzuziehen. Es kann wohl manchmal vorkommen, dass man rasches Feuer braucht, um den Dampf im Kessel bei

Fig. 93. Längsschnitt.

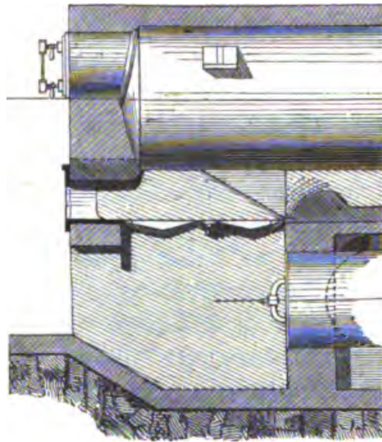


Fig. 94. Querschnitt.

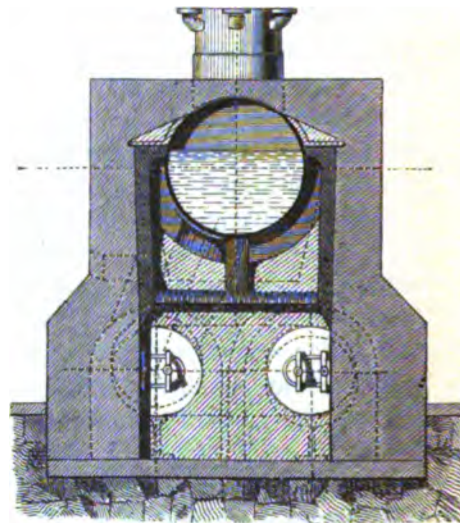
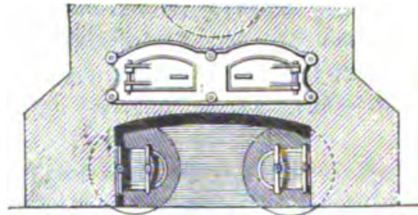


Fig. 95. Ansicht.



Zweitheiliger Planrost bei einem zusammengesetzten Cylinderkessel.
(Fig. 93 bis 95.)

der vorgeschriebenen Dampfspannung zu erhalten und deshalb das frische Brennmaterial gegen die Feuerbrücke zu werfen muss, wo es rascher zur Entzündung gelangt; diese Feuerungsmethode soll aber auch auf solche Ausnahmefälle starken Dampfverbrauches beschränkt bleiben, in welchen

die Anforderungen hinsichtlich der Ökonomie des Brennmaterialverbrauches in den Hintergrund treten. Es ergibt sich aus dem Vergleiche dieser beiden Feuerungsmethoden, wie man auf einem und demselben Roste in ökonomischer Hinsicht sowohl schlechte als auch gute Resultate erzielen kann, und wie man durch forcierten Betrieb in Folge einer zu kleinen Kesselanlage gezwungeu wird, Rücksichten auf die ökonomische Ausnützung des Brennmaterials außeracht zu lassen.

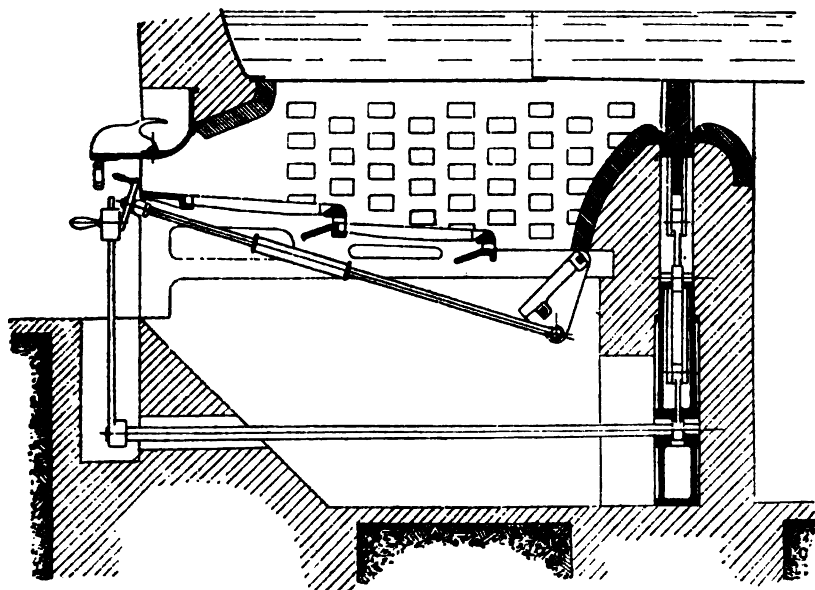


Fig. 96. Planrost mit vorgelegtem Schlackenrost, mit combinierter Gasfeuerung, Patent Bolzano.

Behufs Förderung der vollkommenen Verbrennung werden nach Petzl's Patent bei den in Flammrohren liegenden Planrosten hinter der Feuerbrücke Einbaue aus Chamotte hergestellt, welche eine centrale Zugöffnung für die abziehenden Heizgase frei lassen. Diese glühenden Einbaue erhitzen die über die Feuerbrücke unverbrannt abziehenden Gase bis zur Entzündungstemperatur und bewirken hierdurch deren Verbrennung.

2. Der zweitheilige Planrost oder *Fairbairn*'sche Rost. Derselbe ist in Fig. 93 bis 95, Text, im Längsschnitt, Querschnitt und in der Ansicht des Heizthürrahmens mit den beiden Heizthüren und der

Aschenfallöffnung dargestellt. Es ist ein Planrost, welcher durch eine Zwischenwand der Länge nach in zwei Kammern getheilt ist, deren jede eine besondere Heizthüre besitzt.

Die Beschickung der beiden Rosthälften erfolgt mit gleichförmig vertheiltem Brennmaterial abwechselnd derart, dass auf der linksseitigen Hälfte frisches Brennmaterial aufgeworfen wird, wenn auf der rechtsseitigen

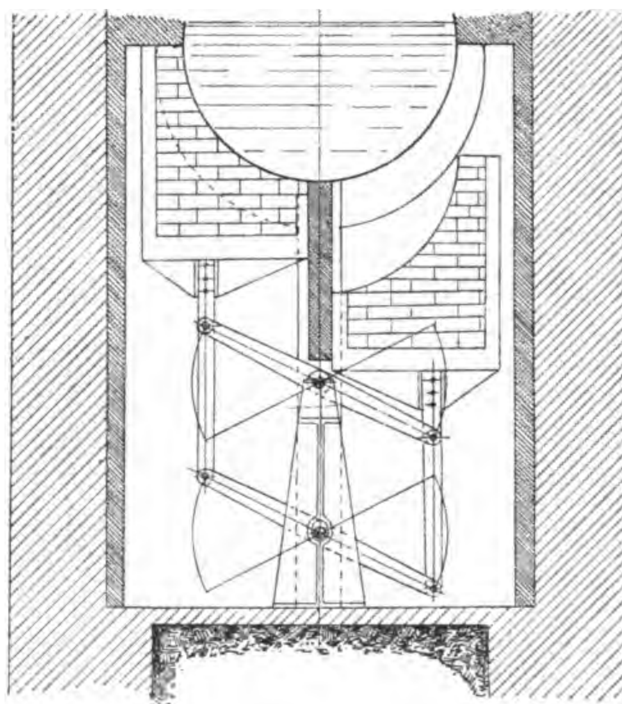


Fig. 97. Combinierte Gasfeuerung, Patent Bolzano.

Hälfte die ganze Schichte des Brennmaterials eben in Glut sich befindet und umgekehrt.

Die von der frisch beschickten Rosthälfte aufsteigenden, noch nicht bis zur Entzündungstemperatur erhitzten sauerstoffärmeren Gase mischen sich hinter der Zwischenwand mit den glühenden sauerstoffreicheren Gasen der zweiten Rosthälfte und es ergibt sich somit bei diesem Feuerungssystem bei minder anstrengender Bedienung wohl ebenso vollkommene Verbrennung wie beim Planrost mit halber Beschickung.

3. Der Planrost mit vorgelegtem Schlackenrost. Ein solcher zweitheiliger Planrost, bei welchem die beiden hintereinander liegenden gegen die Feuerbrücke hin geneigten Roststabreihen in verschiedener Höhe liegen, und hinter der zweiten tiefer liegenden Roststabreihe der noch tiefer liegende Schlackenrost angebracht ist, ist in Fig. 96 bis 98, Text, im Längsschnitt, Querschnitt und in der Vorderansicht gezeichnet. Der Schlackenrost ist hierbei zum Kippen eingerichtet und in Fig. 96, Text, herabgelassen

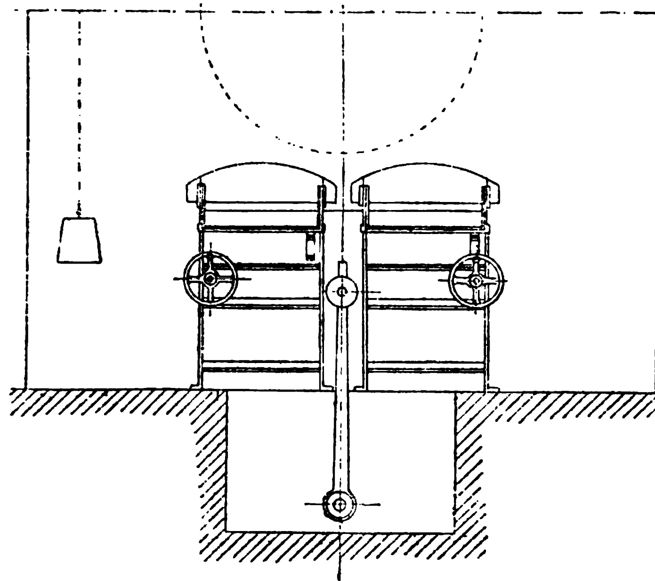


Fig. 98. Bolzano-Rost mit combinierter Gasfeuerung.
(Fig. 96 bis 98.)

gezeichnet. Die theilweise ausgebrannten Kohlenstücke werden von der ersten Roststabreihe auf die zweite und von hier auf den vorgelegten Schlackenrost geschoben, wo sie vollständig verbrennen und die übrigbleibende Schlacke sich ansammelt. Zum Entfernen der Schlacke wird der Schlackenrost durch Drehen eines an der Stirnseite des Kessels beim Heizerstande angebrachten Handrades mit Kurbelgriff um seine horizontale Drehungsachse niedergelassen und eventuell noch in den Rostspalten desselben festgeklemmte Schlacke mit einem Schürmesser entfernt.

Das Aufgeben des Brennmaterials erfolgt auf einer Kippvorrichtung, welche umgekippt ihren Inhalt auf die erste Roststabreihe entleert und

die Einwurfsöffnung sofort wieder verschließt, so dass beim Beschicken fast gar keine kalte Luft über dem Roste in den Feuerraum gelangt. Das Schüren erfolgt durch die Schürspalten, deren eine unter der Kippvorrichtung, die zweite zwischen der ersten und zweiten Roststabreihe angebracht ist.*)

Man erhält demnach mit diesem Feuerungssystem eine rauchlose Verbrennung, welche insbesondere für Städte mit vielen Fabriksanlagen von Wichtigkeit ist, und zugleich eine sehr ökonomische Ausnützung des Brennmaterials.

Der Schlackenrost kann auch durch gegitterte Rostplatten gebildet sein, welche zum Abschlacken mittels Haken zurückgezogen werden können.

---

*) Die Fig. 96 bis 98, Text, lassen noch eine besondere neue Einrichtung ersehen, die von ihrem Erfinder combinierte Gasfeuerung „Patent Bolzano" benannt ist, welche wir zum Erstenmale bei dem von Bolzano, Tedesco & Co. auf der intern. elektrischen Ausstellung in Wien 1883 in Betrieb gestellten Doppeldampfraum-Kessel sahen. Der Erfinder beschreibt dieselbe wie folgt:

„Diese Neuerung bei Feuerungen besteht im Allgemeinen darin, dass man zwei durch eine Wand geschiedene Roste anordnet und in der Scheidewand geeignete Öffnungen ausspart, welche gestatten, dass die Feuergase von dem einen Rost zum andern streichen, sobald der betreffende Feuercanal (d. i. die Durchgangsöffnung über die Feuerbrücke) geschlossen wird.

Diese Unterbrechung des Zuges wird nun abwechselnd auf der einen oder anderen Seite bewerkstelligt. Bei der zur Ausstellung gelangten Feuerungsanlage sind die beiden Bolzano-Roste durch eine Mauer aus Chamotte-Steinen, in welcher die entsprechenden Öffnungen ausgenommen sind, getrennt. Diese Zwischenmauer reicht bis zur Feuerbrücke; letztere ist durch einen der beiden Schieber, welche an einem zweiarmigen Hebel befestigt sind und abwechselnd bis zum Kessel gehoben werden können, zur Hälfte abgesperrt. Die Schieber bestehen aus einem gusseisernen Rahmen, welcher als Auflage für eine Chamottesteinschichte dient.

Durch das Umstellen eines Handhebels ist vom Heizerstande aus das wechselweise Öffnen oder Schließen der Zugführung mit den beregten Schiebern leicht ermöglicht.

Es soll nun die Flamme der auf dem einen Roste in lebhaftester Verbrennung befindlichen Kohlen durch die Öffnungen der Trennungsmauer über den anderen, frisch beschickten Rost streichen, um dort die sich bildenden Feuergase zu entzünden; zu diesem Zwecke wird der Schieber auf der Seite des erstgenannten Rostes geschlossen und jener hinter dem frisch beschickten geöffnet, auf letzteren wird das Feuerungsmaterial in Eingangs erwähnter Weise successive vollständig ausgebrannt, während welcher Zeit wieder auf dem anderen Roste in angeführter Weise Kohle aufgegeben wird, wobei sich die Manipulation mit den Schiebern in umgekehrter Ordnung wiederholt, so dass die Feuergase der neu aufgeschütteten Kohle wieder von der Flamme des Nebenrostes entzündet werden."

4. Der Planrost mit Vorfeuerung. Bei diesem Feuerungssystem kommt wieder ein gewöhnlicher Planrost zur Anwendung. Derselbe liegt jedoch nicht unmittelbar unter dem Dampfkessel, sondern er ist mit einem gegen die Feuerbrücke zu ansteigenden Gewölbe aus feuerfesten Ziegeln überwölbt, und die Heizgase gelangen erst hinter der Feuerbrücke unter den Kessel.

Ein solcher Rost ist in Fig. 99, Text, bei einem combinierten Kessel von Wagner & Co. in Köthen gezeichnet.

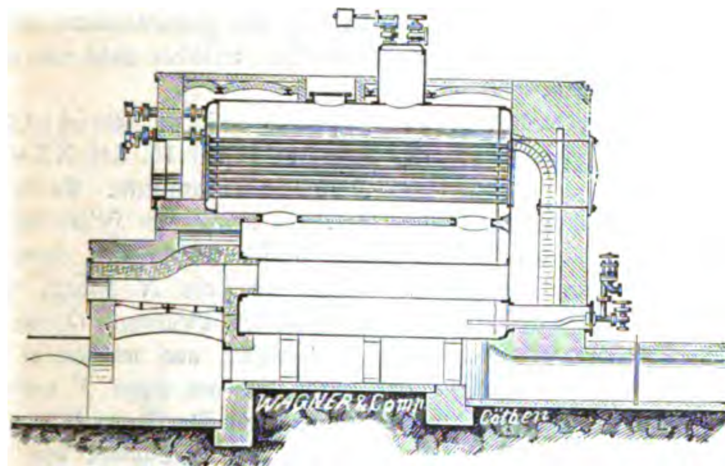


Fig. 99. Planrost mit Vorfeuerung, angewendet bei einem combinierten Kessel.

Das Gewölbe wird während der Heizung durch die daran hinstreichenden Heizgase rothglühend und die vom frisch aufgeworfenen Brennmaterial sich entwickelnden Rauchgase werden bis zur Entzündungstemperatur erhitzt, indem sie ebenfalls an diesem rothglühenden Gewölbe hinstreichen. Die Verbrennung ist somit eine sehr vollkommene. Es ist besondere Sorgfalt bei der Wahl des feuerfesten Materials und bei der Herstellung des Gewölbes anzuwenden, weil sich sonst häufige Reparaturen desselben herausstellen, welche wie auch der große Raumbedarf leider als Übelstände dieses Feuerungssystemes angeführt werden müssen.

5. Bewegliche Roste. Die geneigten Roststäbe sind zum Schütteln eingerichtet. Ihre Bewegung erfolgt entweder selbstthätig durch ein Excenter von der continuierlich rotierenden Excenterwelle, welche oben quer

über den Kessel hingeführt ist, wie beim Zeh'schen Rost, oder mittels eines Hebels von Hand wie bei dem Bolzano-Rost.

Der Heizer füllt das Brennmaterial in den über die ganze Rostbreite reichenden Füllrichter, oder in eine Kippvorrichtung. In Folge der Bewegung der Roststäbe rückt das Brennmaterial gleichförmig vertheilt im Feuerraum gegen die Feuerbrücke zu und gelangt endlich auf den Schlackenrost.

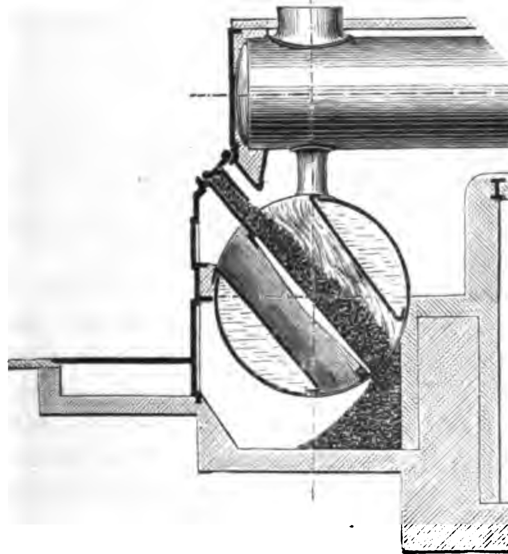
Es gibt noch viele andere Systeme solcher beweglicher oder mechanischer Roste und zugehöriger Feuerungen, allein so wertvoll dieselben auch im ersten Augenblicke erscheinen, so schwierig ist ihre Instandhaltung und es haben deshalb selbst die genannten einfachsten derselben wohl nur mehr historisches Interesse.

6. Der Planrost mit selbstthätiger Beschickung (Proctor's Patent). Derselbe ist in Fig. 14 und 15, Taf. XXVIII, in der Ansicht und theilweise im Durchschnitt dargestellt. Es ist ein gewöhnlicher Planrost mit Fülltrichter *A*, in welchen der Heizer die zur Beschickung erforderliche Steinkohle zu schaffen hat. Durch einen im Kasten *B* befindlichen Schieber *I*, welchen der Hebel *N* bewegt, wird aus diesem Fülltrichter bei jeder Umdrehung der Steuerwelle *O* eine bestimmte Kohlenmenge in den Wurftrog *C* geleitet, aus welchem es die durch Daumen *G* angehobene und durch eine am Hebel *F* wirkende Feder *H* zurückgeschnellte auf der Achse *E* angebrachte Wurfklappe *D* über den Rost streut. Zum Anhub der Wurfklappe sind 3 Daumen von verschiedener Höhe an der Scheibe *P* vorhanden, so dass der Wurf mit verschiedener Federspannung erfolgt und das Brennmaterial bei jedem Wurfe verschieden weit vom Wurftrog auf den Rost gestreut wird. Die Scheiben *O* und *P* werden mittels Kegelräder von der verticalen Welle *J* und diese durch das Schneckenrad *K* und die Schneckenwelle *L* von der Schnurscheibe *M* umgetrieben. Der Heizer hat zeitweilig zu schüren, um das stellenweise Anhäufen des Brennmaterials auszugleichen und findet hierzu Platz unter der Platte *S*. Dieser von *Proctor* in *Burnley* (England) patentierte und eingeführte Rost bezweckt die Vermeidung der Heizthüre und der beim jedesmaligen Öffnen derselben erfolgenden Einströmung kalter Luft. Die wesentliche Einrichtung desselben ist aus Fig. 14 und 15, Taf. XXVIII, zu ersehen. Diese Skizzen enthalten noch als weiteres Detail eine Schüttelvorrichtung für die Roststäbe zur automatischen Vertheilung des stellenweise durch den Wurf sich anhäufenden Brennmaterials. In den Figuren bezeichnet ferner *R* den Handhebel mit Sperrkegel zum

Heben der Platte *S* (Heizthüre), 1 Schnecke und Schneckenrad zum Antrieb der Schüttelvorrichtung, 2 Scheibe mit Zapfen 3 und Anschlag 4, 5 Schlitzhebel, 6 Achse mit den Schüttelhebeln 6, 7 und der Verbindungsstange 8, 17 die Herdplatte, 18 eine lose Platte zur Deckung des Zwischenraumes zwischen der Herdplatte und den Roststäben.

7. Die Tenbrink-Feuerung. Dieselbe ist in Fig. 100 bis 102, Text, in der gegenwärtig bereits in ausgedehnter Anwendung stehenden

Fig. 100. Längsschnitt.



Tenbrink-Feuerung (Fig. 100 bis 102).

Construction dargestellt. Fig. 1 und 2, Taf. XXIX, zeigen diese Feuerung bei einem verticalen Röhrenkessel und einem Locomobilkessel, Fig. 3, Taf. XXIX, zeigt diese Feuerung mit einem Gang unter dem Heizerstand zur Abfuhr der Asche und Schlacke. Der schiefliegende, wieder aus einzelnen Roststäben gebildete Rost ist bei größeren Kesseln gewöhnlich in zwei ebenso schiefliegenden Feuerrohren angebracht, welche in einem horizontalen cylindrischen Kessel eingenietet sind. Bei kleineren Kesseln ist nur ein solches Feuerrohr vorhanden. Die Roststäbe sind in der oberen Hälfte mit kleinen seitlichen horizontalen Rippen versehen, um das

Fig. 101. Querschnitt.

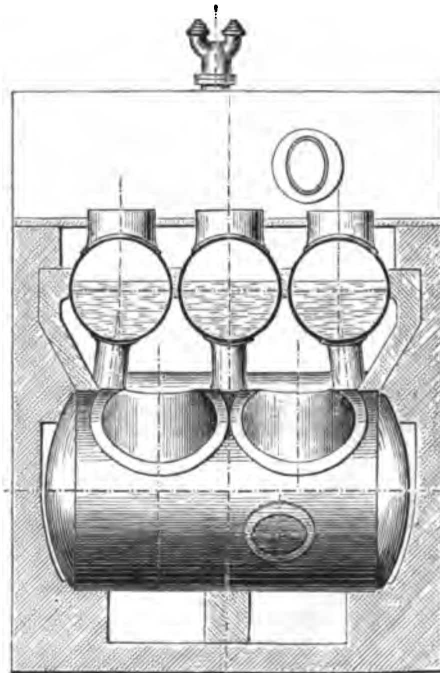
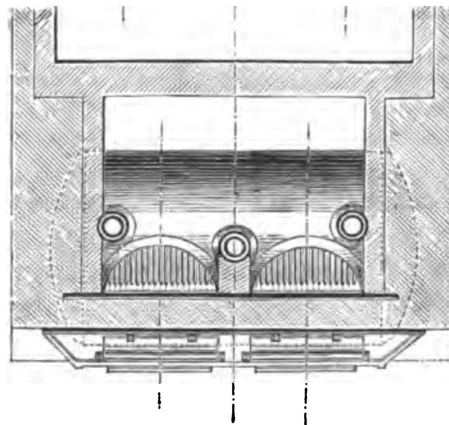


Fig. 102. Draufsicht.



Tenbrink-Feuerung (Fig. 100 bis 102).

Durchfallen unverbrannter kleiner Stückchen des Brennmateriales zu verhindern und den Luftzutritt durch die Rostspalten oben etwas einzuschränken und unten überwiegen zu lassen. Die Feuerbrücke ist durch den oberen Theil des Feuerrohres selbst gebildet und durch lebhafte Wassercirculation dortselbst gegen das Verbrennen geschützt.

Das Brennmaterial fällt von selbst nach und nach aus dem Einwurfstrichter auf den Rost und die Schlacke unten herab, sobald der Heizer den bereits dort angesammelten Theil abzieht. Bei normalem Betriebe hat der Heizer für die Beschickung nur den Einwurfstrichter stets gefüllt zu erhalten und vor Verstopfung zu schützen. Die Regulierung des Zuges erfolgt durch den Rauchschieber und die Aschenfallthüre, sowie durch die mittels Stellschrauben stellbare Klappe über dem Einwurfstrichter.

Diese Feuerung ist eine sogenannte Halbgasfeuerung, indem der Zutritt der zur Verbrennung erforderlichen Luft nur zum Theil durch die Rostspalten erfolgt und den sich im

Feuerraum bildenden noch verbrennlichen Gasen die zur Erzielung vollständiger Verbrennung erforderliche Luft, als sogenannte Überluft, unmittelbar vor der Feuerbrücke zugeführt wird, ehe die Heizgase den Kessel bestreichen. Diese Zuführung der Überluft erfolgt durch die genannte Klappe über dem Einwurfstrichter, deren Öffnung der Heizer mittels Stellschrauben reguliert.

Um eine möglichst vollständige Verbrennung zu erzielen und gleichzeitig eine allzuhohe Temperatur im Feuerraum zu vermeiden, welche für den Bestand der Constructionstheile der Feuerung nachtheilig wäre, wird nun bei allen vorgenannten Dampfkesselfeuerungen stets mit einem gewissen Luftüberschuss gearbeitet, d. h. es wird mehr Luft zugeführt als zur Verbrennung nach den Gesetzen der Chemie unbedingt erforderlich, und zwar bei den vorgenannten Feuerungen mit Ausnahme der Tenbrink-Feuerung, die zwei- bis dreifache Luftmenge, bei der Tenbrink-Feuerung hingegen nur die ein- und eindrittel- bis ein- und einhalbfache, so dass letztere nur mit 30 bis 50 % Luftüberschuss arbeitet.

Ein großer Luftüberschuss aber ist der ökonomischen Ausnützung des Brennmaterials abträglich, indem die im Feuerraum erhitzte überschüssige Luft mit den Heizgasen und ihrer gleich hohen Temperatur in den Schornstein abzieht und somit einen nicht unbedeutenden Wärmeverlust mit sich bringt, und es weist somit die Tenbrink-Feuerung hierin einen bedeutenden Vortheil auf.

Passend angebrachte Schaulöcher lassen den Gang der Feuerung leicht erkennen, und die schiefliegenden Roste erleichtern außerordentlich die Reinhaltung der Rostspalten.

Von A. Büttner & Co. in Uerdingen am Rhein ist neuestens die Tenbrink-Feuerung auch für dünnwandige Wasserröhrenkessel zur Anwendung gebracht. Fig. 4, Taf. XXIX, läßt die bezügliche Construction erkennen. Die Decke über dem Feuer ist aus dicht übereinander liegenden, gegen den Horizont etwas geneigten schmiedeisernen Wasserrohren gebildet, welche an beiden Enden außerhalb der Kesselmauern mit gusseisernen Circulationsrohren derart verbunden sind, dass in jedem Rohre eine Wassercirculation stattfindet. Die Rohre können von der Seite gereinigt und, wenn nöthig, herausgezogen und durch andere ersetzt werden. Das oberste Rohr wird durch Auflegen von halbrohrförmigen feuerfesten Steinen gegen die Stichflamme geschützt.

Für backende und Schlacken bildende Steinkohlen ist die Einrichtung getroffen, dass der ganze Rost zum Abschlacken mittels Handkurbel-Schnecke

und Schneckenrad herabgelassen werden kann, wie in Fig. 4, Taf. XXIX, gestrichelt gezeichnet.*)

8. Der Treppenrost. Derselbe ist in Fig. 103, Text, im Längsschnitt gezeichnet. Er besteht aus treppenförmig übereinandergelegten Rostplatten, welche auf den schief eingemauerten Seitenträgern, und bei breiten Rosten auch auf einem Mittelträger (Seitenschilde, Mittelschild)

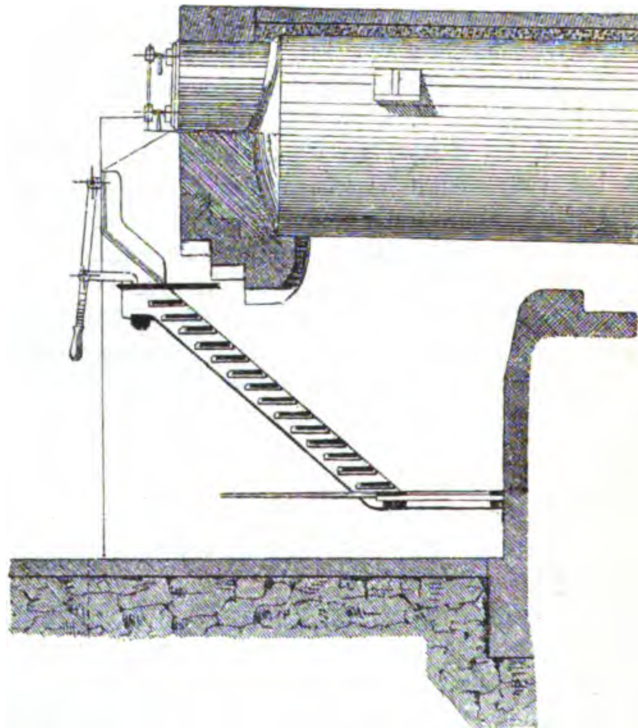


Fig. 103. Treppenrost.

ruhen. An dieselben schließt sich unten, an der Seite der Feuerbrücke, ein aus gegitterten, ausziehbaren Rostplatten gebildeter Schlackenrost, und vorn oben der durch einen Schieber geschlossene Einwurfstrichter. Dieser

*) Von H. Reusch, Oberbergrath a. D. in Stuttgart, wird die Tenbrink-Feuerung mit Vorfeuerung ausgeführt. Die Zeichnung und Beschreibung derselben ist in der deutschen Industrie-Zeitung, Jahrgang 1884, enthalten.

Fig. 104. Verticalschnitt.

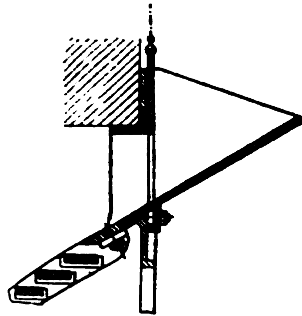
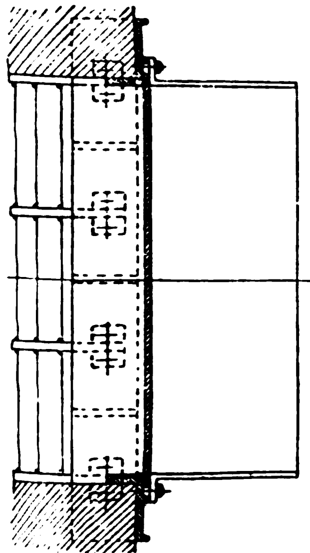


Fig. 105. Grundriss.



Treppenrost mit verticalem Schieber.
(Fig. 104 und 105.)

Fig. 106. Verticalschnitt.

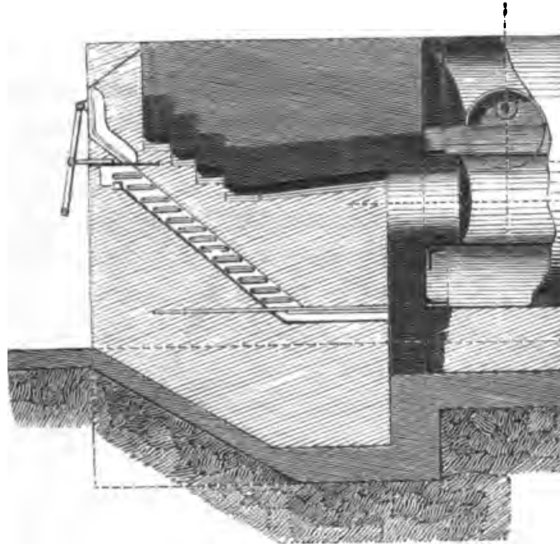
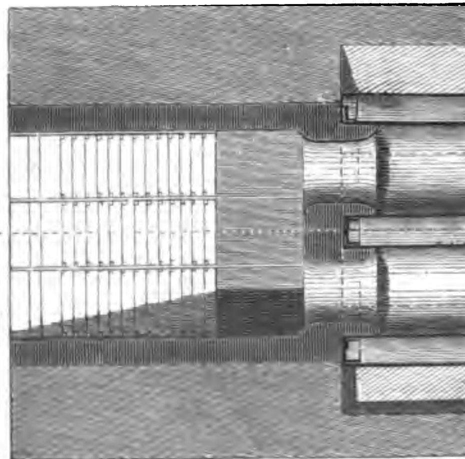


Fig. 107. Grundriss.



Treppenrost mit Vorfeuerung.
(Fig. 106 und 107.)

Schieber liegt entweder horizontal wie in Fig. 103, Text, oder er ist (mittels Ketten und Gegengewicht) vertical aufgehängt, wie in Fig. 104 und 105, Text.

Dieser Rost kommt hauptsächlich zur Anwendung, wenn das Brennmaterial aus sehr kleinen Stücken besteht, so z. B. bei Kohlengries, Staubkohle, Torf und Torfklein, Sägespänen und Lohabfällen, weil die Rostplatten kein Material unverbrannt unter den Rost fallen lassen. Die zur Verbrennung erforderliche Luft gelangt zwischen den Rostplatten und durch die Spalten des Schlackenrostes in den Feuerraum.

Die hierbei erzielte Verbrennung ist ziemlich vollkommen.

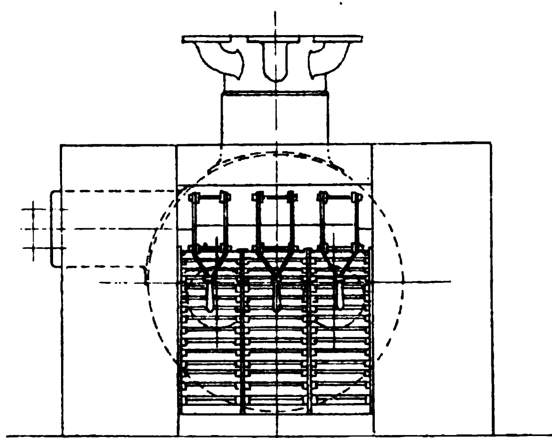


Fig. 108. Treppenrost.

Solche Roste kommen namentlich in Sägemühlen, Parkettenfabriken und Gerbereien zur Anwendung. Die Entfernung der Asche und Schlacke aus dem Aschenfall erfolgt am besten durch einen Gang unter dem Heizerstande.

9. Der Treppenrost mit Vorfeuerung. Derselbe ist in Fig. 106 bis 108, Text, bei einer Feuerung für einen Zweiflammrohrkessel gezeichnet. Es ist derselbe Rost wie im vorhergehenden Falle, aber mit einem feuerfesten Deckengewölbe versehen und die Heizgase gelangen erst hinter der Feuerbrücke in die beiden Flammrohre des Kessels. Dieses Feuerungssystem vereinigt die Vortheile des Treppenrostes mit jenen des

Planrostes mit Vorfeuerung und ergibt eine sehr vollkommene rauchlose Verbrennung, obwohl wieder das feuerfeste Deckengewölbe bei minder entsprechendem feuerfesten Material häufig zu Reparaturen Anlass gibt.

4. Die Dampfkesselsysteme. Nach ihrer Construction theilt man die Dampfkesselsysteme in fünf Gruppen und unterscheidet:

1. Cylinderkessel mit Außenfeuerung;
2. Rauchrohrkessel;
3. Flammrohrkessel;
4. Combinierte Flammrohr-, Rauchrohr- und Feuerbüchsenkessel;
5. Wasserrohrkessel.

Die wichtigsten derselben sind nachstehend in Betracht gezogen.

Um bei veränderlicher Dampfentnahme und normaler Feuerung eine nicht zu sehr schwankende Dampfspannung im Kessel zu erhalten, ist ein entsprechend großer Wasserraum im Dampfkessel erforderlich, welcher eine entsprechend große Wärmemenge aufgespeichert enthält, die bei vermehrter Dampfentnahme auch vermehrte Dampfbildung bewirkt. Der Dampfraum aber dient als Dampfreservoir, um augenblickliche kleine Schwankungen der Dampfspannung nicht so sehr fühlbar zu machen. Deshalb sind Dampfkessel mit kleinem Wasserraum und kleinem Dampfraum nur für sehr gleichförmige Dampfentnahme besonders geeignet.

Da nun bei bestimmter Heizfläche und bestimmtem Kesselsystem auch schon der Dampfraum und der Wasserraum bestimmte Größen erhalten, so berechnet man diese letzteren gewöhnlich nicht besonders, sondern man berechnet nur die Größe der Heizfläche nach der pro Stunde zu erzeugenden Dampfmenge und bestimmt die Dimensionen des Kessels, dem gewählten Kesselsystem entsprechend mit proportioniertem Dampfraum. Anhaltspunkte hiefür liefern die im Folgenden, bei den einzelnen Kesselsystemen angegebenen Dimensionstabellen.

1. Cylinderkessel mit Außenfeuerung.

a) Der einfache Cylinderkessel. Derselbe ist in Fig. 109, Text, mit der zugehörigen Einmauerung im Längsschnitt gezeichnet. Der Rost liegt unterhalb des nach hinten ($^1/_{100}$ seiner Länge) geneigten Kessels und die Heizgase bestreichen den Kessel auf ungefähr $^2/_3$ seines Umfanges, bei kleineren Kesseln in einem einzigen Zuge, bei größeren Kesseln wohl auch in drei Zügen und fallen rückwärts nach dem Fuchs ab. Man nimmt im allgemeinen bei liegenden cylindrischen Kesseln gewöhnlich $^1/_3$ vom verticalen Durchmesser für die Höhe des Dampfraumes

Schieber liegt e[illegible] (mittels Kette[illegible] und 105, T[illegible]

Die [illegible] materia[illegible] Stauf[illegible] Ros[illegible] D[illegible] [illegible] erhält so nahezu $^1/_4$ des ganzen [illegible] als Wasserraum. Man berechnet [illegible] die Größe des Dampfraumes nicht besonders, [illegible] der Heizfläche nach der pro Stunde zu erzeugenden [illegible] und bestimmt die Dimensionen des Kessels mit proportionalem Dampfraum.

Die einzelnen Rohrsätze längerer Kessel sind conisch derart in einander geschoben, daß die Heizgase nicht an der Stirne des Kesselbleches anstoßen, weil letztere sonst zu sehr leiden würden. Über dem Rost wird zweckmäßig eine längere, bis über die Feuerbrücke reichende Blechplatte (Feuerplatte) angewendet, um keine Nietreihe im Feuerraum zu erhalten. Zumindest darf aber eine Nietreihe im Feuerraum nicht über die Feuerbrücke oder in deren nächste Nähe kommen. Die Kesselböden sind gewölbt. Oben am Kessel befindet sich rückwärts der Dom mit einem Mannloch und den Stutzen für die Ventile. Ein zweites etwas tiefer liegendes Mannloch ist in einer Mannlochkappe weiter vorn am Kessel angebracht.

Zur Montierung der Wasserstandsgläser und des Manometerrohres wird bei den Cylinderkesseln ein Wasserstandsvorkopf am vorderen Kesselboden angenietet, dessen Detailconstruction in Fig. 12 und 13, Taf. XXII, zu ersehen ist. Für Dampfspannungen bis zu 6 *at* Überdruck wird der Boden desselben gewöhnlich, wie hier gezeichnet, aus Gusseisen, für höhere Dampfspannungen aber aus Eisenblech hergestellt.

Der Dom wird bei längeren Kesseln am besten in der Mitte einer Tafel aufgenietet, wie in Fig. 7 und 8, Taf. XXIII, gezeichnet. Derselbe erhält für höhere Dampfspannungen eine Decke aus Eisenblech mit ebenfalls aus Eisenblech gepresstem Mannlochdeckel sammt Bügeln dazu und seitlich am Domcylinder angenietete Ventilstutzen, wie hier gezeichnet, oder er wird in der einfacheren Weise ausgeführt, wie in Fig. 17 und 18, Taf. XXII. Für niedrigere Dampfspannungen bis zu 6 *at* Überdruck wird gewöhnlich eine gusseiserne Domdecke mit gusseisernem Mannlochdeckel, gusseisernen oder schmiedeisernen Bügeln und mit an der Domdecke angegossenen 4 bis 6 Ventilstutzen angewendet, wie in Fig. 1 bis 3, Taf. XXV, gezeichnet. Die Mannlochöffnung ist hierbei elliptisch und ebenso der von innen anliegende und vom Dampfdruck an die Dichtung angepresste Mannlochdeckel. Die Mannlochkappe wird ebenfalls für höhere Dampfspannungen aus Eisenblech gepresst und mit Deckel und Bügeln aus Eisenblech verschlossen, wie in Fig. 1 bis 4, Taf. XVI, detailliert

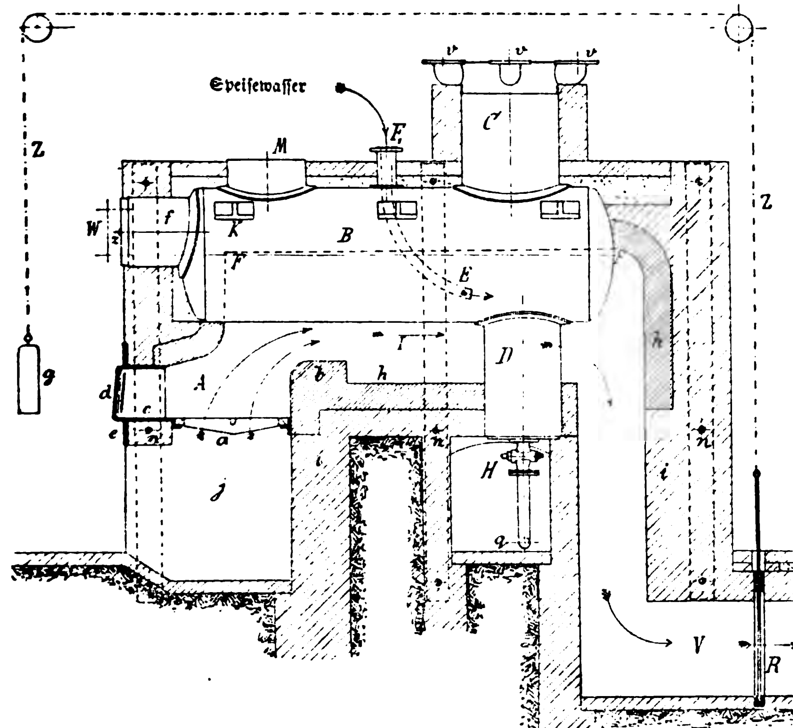


Fig. 109. Einfacher Cylinderkessel.

A Feuerraum.
B Horizontaler cylindrischer Kessel.
C Tampfſammler oder Dom.
v v v Ventilflanschen am Dom.
D Schlammsammler.
E In den Wasserraum hinabreichendes Speisewasser-Einführungsrohr.
F F Feuerlinie.
F_1 Rohrstutzen zum Aufschrauben des selbstthätigen Speiseventiles.
H Schlammhahn.
K Tragpratzen.
M Mannlochkappe.
W Wasserstandsglas.
z Zeiger zum Wasserstandsglas.
a Planrost.
b Feuerbrücke.
c Herdplatte.
d Heizthüre mit Schutzblech.
e Heizthürrahmen.
f Wasserstandsvorkopf.
h Feuerfestes Mauerwerk.
i Gewöhnliches Ziegelmauerwerk.
j Aschenfall.
I Erster Feuerzug.
V Fuchs.
R Rauchschieber.
Z Z Zugkette zum Rauchschieber.
g Gegengewicht dazu.
n n n Armierungsschienen.
q Schlamm-Abflusscanal.

gezeichnet, wovon Fig. 4 das Detail des Anschlusses zwischen der Kappe und dem Deckel in Naturgröße darstellt; für Dampfspannungen bis 6 *at* Überdruck dagegen wird gewöhnlich noch das ältere Constructionsdetail angewendet, wonach die Mannlochkappe und der Mannlochdeckel aus Gusseisen hergestellt ist, wie in Fig. 4 bis 6, Taf. XXV.

Der Ausschnitt in der Blechtafel, auf welche der Domcylinder aufgenietet wird, erhält ebenfalls eine elliptische Form und wird häufig zur Randversteifung ein aus Flacheisen hergestellter geschweißter Ring von gleicher lichter Weite aufgenietet, wie in Fig. 7, Taf XXIII, gezeichnet; statt dessen wird aber manchmal der Blechrand ca. 25 *mm* breit nach innen zu eingezogen, und hierdurch die gewünschte Versteifung desselben erzielt.

Die gusseiserne Mannlochkappe wird zum Zwecke des Stemmens mit einer Zwischenlage von weichem Eisenblech (Stemmblech) vernietet, wie in Fig. 4 und 5, Taf. XXV, gezeichnet. In gleicher Weise kommen Stemmbleche als Zwischenlagen bei den an den schmiedeisernen Domcylinder anzunietenden gusseisernen Ventilstutzen, wie überhaupt bei allen an die Kesselblechwandung anzunietenden gusseisernen Rohrstutzen und Flanschen zur Anwendung.

Das selbstthätige Speiseventil ist oben am Kessel angebracht und das Speiserohr mündet von oben in den Kessel; das untere Ende des letzteren ist in der Richtung der Kesselachse abgebogen und mündet ungefähr 150 *mm* über der unteren Kesselwandung. Der Ablasshahn befindet sich an dem unten am Kessel angenieteten Schlammsammler.

Tabelle für einfache Cylinderkessel.

Heizfläche m^2	Kessel		Dom	
	Durchmesser *m*	Länge *m*	Durchmesser *m*	Höhe *m*
2,5	0,72	1,75	0,55	0,7
3	0,75	2	0,55	0,7
4,5	0,75	3	0,55	0,7
5,6	0,8	3,5	0,6	0,7
6,8	0,85	4	0,6	0,75
7,7	0,85	4,5	0,6	0,75
8,5	0,85	5	0,6	0,75
9	0,9	5	0,6	0,75
10,1	0,92	5,5	0,6	0,75
11,4	0,95	6	0,6	0,75
12	1	6	0,7	0,75

Dies ist das einfachste Kesselsystem und seiner leichten Reinigung wegen auch am leichtesten in Stand zu halten, daher insbesondere für stark Kesselstein absetzendes Speisewasser geeignet.

Es ist jedoch dabei, namentlich wenn der Kessel nur in einem einzigen Zuge von den Heizgasen bestrichen wird, auf große Ökonomie in Hinsicht der Ausnützung des Brennmaterials nicht zu rechnen. Die Anwendung dieses Kesselsystems ist deshalb auf kleine Kessel für Badeanstalten u. dgl. und auf die von den abziehenden Gasen der Flammöfen geheizten Kessel der Eisenhüttenwerke beschränkt, bei welchen es hauptsächlich auf Einfachheit der Construction ankommt.

b) Der zusammengesetzte Cylinderkessel. Derselbe besteht aus einem cylindrischen Oberkessel und einem oder zwei darunter liegenden Unterkesseln.

In Fig. 5 bis 8, Taf. XXIX, ist ein solcher Kessel, bestehend aus einem Oberkessel und einem Unterkessel, sammt der zugehörigen Einmauerung gezeichnet. Die Heizgase bestreichen den Kessel in drei Zügen (*I* bis *III*), wovon der erste unter dem Oberkessel nach rückwärts, der zweite über dem Unterkessel nach vorn und der dritte unter letzterem nach rückwärts zieht und sich an den Fuchs anschließt. Der Oberkessel ist mit dem Unterkessel rückwärts durch einen geschweißten beiderseits angenieteten Rohrstutzen verbunden. Der Oberkessel ist wieder ($^1/_{100}$ seiner Länge) nach rückwärts gegen den Verbindungsstutzen zu geneigt, der Unterkessel aber ($^1/_{50}$ seiner Länge) nach vorn, um dem sich darin entwickelnden Dampf das Aufsteigen zum Verbindungsstutzen zu erleichtern und das Ansammeln des Dampfes im Unterkessel in Form eines Dampfpelzes zu verhüten, da Dampfpelze zum Durchbrennen des Kesselbleches Anlass geben. Aus letzterem Grunde sind auch die einzelnen conischen Rohrsätze, aus welchen der Unterkessel gebildet ist, derart in einander geschoben, dass der Dampf ungehindert aufsteigen kann und im zweiten Zuge die Heizgase nicht gegen die Stirne des Kesselbleches stoßen. Ein Mannloch befindet sich oben am Dom und das zweite an dem unter dem Roste durch das Kesselmauerwerk hervorragenden Boden des Unterkessels. Das Speiserohr mündet rückwärts (oder auch vorn unter dem Rost) in den Unterkessel und der Ablasshahn befindet sich an der tiefsten Stelle des Unterkessels unter dem Roste. Um auch das Durchbrennen des Unterkessels an seiner höchsten Stelle hinter dem Verbindungsstutzen in Folge eines sich dort bildenden Dampfpelzes zu verhindern, wird von dort ein dünnes Rohr nach dem Dampfraum im Oberkessel geführt, oder es wird

der Verbindungsstutzen derart schief geführt, dass er bis zur höchsten noch von den Heizgasen bestrichenen Stelle des Unterkessels an die rückwärtige Mauer reicht, oder endlich wird der letzte Rohrsatz des Unterkessels entgegengesetzt geneigt.

In Fig. 110 und 111, Text, ist ein Oberkessel mit zwei Unterkesseln und der zugehörigen Einmauerung gezeichnet. Die Heizgase

Fig. 110. Längsschnitt.

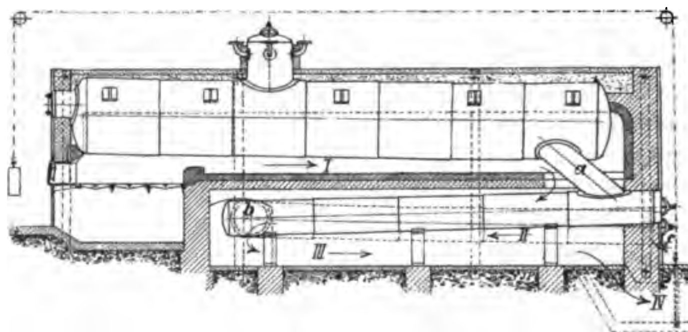
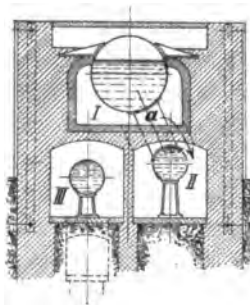


Fig. 111. Querschnitt.



Zusammengesetzter Cylinderkessel (Oberkessel mit 2 Unterkesseln).

bestreichen den Kessel wieder in drei Zügen, wovon der erste *I* unter dem Oberkessel nach rückwärts, der zweite *II* um den ersten Unterkessel nach vorn und der dritte *III* um den zweiten Unterkessel nach rückwärts zieht und dort zum Fuchs *IV* abfällt. Der Oberkessel ist rückwärts durch einen schrägen Stutzen *a* mit dem ersten Unterkessel verbunden und der zweite mit dem ersten vorn, durch einen gegen den Horizont schwach geneigten Stutzen *b*. Beide Stutzen sind der Länge nach geschweißt und beiderseits angenietet.

Der Oberkessel ist ($^1/_{100}$ seiner Länge) nach rückwärts, der erste Unterkessel ($^1/_{50}$ seiner Länge) nach vorn und der zweite ($^1/_{50}$ seiner Länge) nach rückwärts geneigt, letzteres, um dem sich entwickelnden Dampf das Aufsteigen zu erleichtern und die Bildung von Dampfpelzen zu verhindern. Die conischen Rohrstutzen sind wieder so in einander geschoben, dass die Heizgase nicht an die Stirne des Kesselbleches anstoßen und der Dampf aus den Unterkesseln unbehindert aufsteigen kann. Ein Mannloch befindet sich in der Domdecke, ein zweites am höheren Ende des ersten Unterkessels und ein drittes am tieferen Ende des zweiten. Das Speiserohr mündet am tieferen Ende des zweiten Unterkessels, an welchem auch der Ablasshahn angebracht ist.

Die mit Mannlöchern versehenen Enden der Unterkessel haben gewöhnlich bis 6 *at* Überdruck gusseiserne Vorköpfe mit ovalem Mannloch, wie in Fig. 14 bis 16, Taf. XXII, gezeichnet, bei höheren Dampfspannungen solche aus Eisenblech, wie in Fig. 17 und 18, Taf. XXII.

Das Speisewasser geht von seiner Eintrittsstelle im zweiten Unterkessel nach aufwärts in den ersten und durch diesen in den Oberkessel; die Heizgase aber bestreichen den Kessel nach entgegengesetzter Richtung und man nennt diesen Kessel deshalb einen Gegenstromkessel, d. h. an den Stellen des Kessels, wo das Wasser im Kessel am heißesten ist, bestreichen denselben die heißesten Gase und dort, wo die schon am meisten abgekühlten Gase den Kessel bestreichen, befindet sich in demselben auch das kälteste Wasser, wonach überall die möglichst größte Wärmemenge in das im Kessel enthaltene Wasser geleitet wird.

Besonders wichtig erscheint es mit Rücksicht auf den Bestand des Kessels, sowohl den Oberkessel als auch die Unterkessel unabhängig gehörig zu unterstützen, um außerordentliche Inanspruchnahmen des Kesselbleches hintanzuhalten.

In Fig. 110 und 111, Text, ist deshalb der Oberkessel mit seitlich angenieteten gusseisernen Tragpratzen versehen und die Unterkessel, sind auf gusseiserne untermauerte Tragfüße gelegt.

Die Einmauerung des in Fig. 9 und 10, Taf. XXIX, gezeichneten Oberkessels mit 2 Unterkesseln ist so ausgeführt, dass unter dem Heizerstande ein Gang vorhanden ist, durch welchen die Asche und Schlacke abgeführt werden kann.

Die neueste Construction des zusammengesetzten Cylinderkessels zeigt der Tenbrinkkessel, Fig. 112 und 113, Text. Bei demselben sind je nach der Größe der Heizfläche zwei oder drei Oberkessel mit je zwei

untereinander liegenden Unterkesseln vorhanden. Jeder Oberkessel ist durch einen aufrechten geschweißten Stutzen mit dem Tenbrinkapparat (Tenbrinkfeuerung, Fig. 100 bis 102, Text) durch Nietung verbunden und durch jeden dieser Stutzen geht ein im Oberkessel bis ungefähr zur Hälfte seiner Länge zurückreichendes Circulationsrohr in den Wasserraum des Tenbrinkapparates hinab, wie in Fig. 3, Taf. XXIX, zu ersehen,

Fig. 112. Längsschnitt.

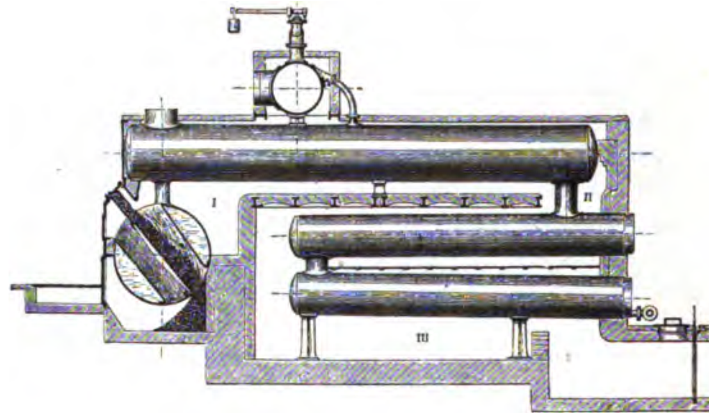
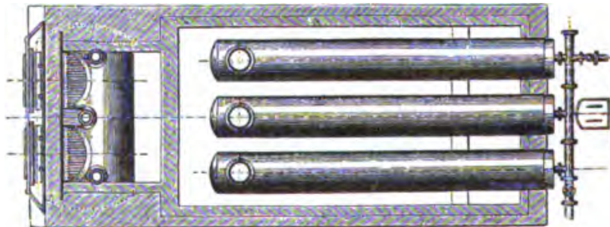


Fig. 113. Draufsicht.



Tenbrink-Kessel.

welches die Wassercirculation befördert, um die Feuerbrücke gegen das Durchbrennen zu schützen. Jeder Oberkessel ist rückwärts mit dem darunterliegenden Mittelkessel und dieser vorn mit dem Unterkessel durch einen aufrechten geschweißten und beiderseits angenieteten Stutzen verbunden, wie insbesondere in Fig. 112, Text, zu ersehen. Die Feuerzüge sind in dieser Figur mit *I*, *II*, *III* bezeichnet. Der erste Zug geht unter

den drei in gemeinsamem Zuge liegenden Oberkesseln nach rückwärts, der zweite Zug um die wieder in gemeinsamem Zuge liegenden Mittelkessel nach vorn und endlich der dritte Zug den Unterkesseln entlang nach rückwärts und fällt dort zum Fuchs ab. Die Abtheilung des Zuges zwischen

Fig. 114. Längsschnitt.

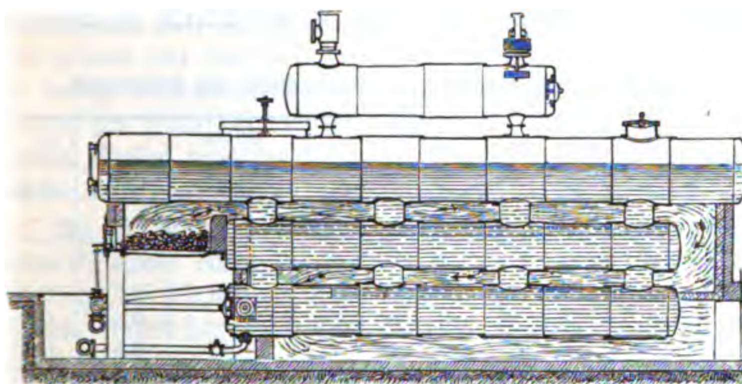
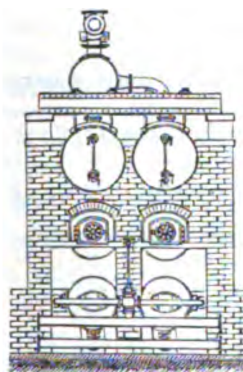


Fig. 115. Ansicht.



Zusammengesetzter Cylinderkessel mit Ober- und Unterkesseln.

den Oberkesseln und den Mittelkesseln wird auf Traversen mit feuerfesten Ziegeln gewölbt, jene zwischen den Mittelkesseln und Unterkesseln aber erfolgt durch gusseiserne Platten, wie in Fig. 112, Text, ersichtlich. An der Rückseite des Kessels liegt unten das Speiserohr, welches mit jedem

der Unterkessel durch einen Stutzen verbunden ist, so daſs das Speisewasser in alle drei zugleich eintritt. Man kann übrigens an jedem Stutzen ein Absperrventil anbringen, um die jedem Unterkessel zufließende Wassermenge zu regulierel. Das selbstthätige Speiseventil ist an das gemeinsame Speiserohr angeschlossen, welches noch einen Stutzen für den Ablaſshahn aufweist. Ein Ablaſshahn ist übrigens auch noch an dem Tenbrinkapparat vorhanden, wie in Fig. 3, Taf. XXIX, zu ersehen ist.

I. Tabelle für Cylinderkessel mit einem Ober- und Unterkessel.

Heizfläche m^2	Oberkessel		Unterkessel		Verbindungsstutzen	Dom	
	Durchm. m	Länge m	Durchm. m	Länge m	Durchmesser m	Durchm. m	Höhe m
11,8	0,8	4	0,6	3	0,35	0,6	0,70
14	0,85	4,5	0,6	3,5	0,35	0,6	0,75
15,3	0,9	4,8	0,6	3,7	0,4	0,6	0,75
18,4	0,95	5,5	0,6	4,4	0,4	0,6	0,75
20,6	1	6	0,6	4,8	0,4	0,7	0,75
22,9	1	6,2	0,7	5	0,42	0,7	0,75
24,7	1,1	6	0,8	4,8	0,45	0,7	0,75
28,4	1,1	6,8	0,8	5,6	0,45	0,7	0,75
30,7	1,2	7	0,8	5,8	0,45	0,75	0,75

II. Tabelle für Cylinderkessel mit einem Oberkessel und zwei Unterkesseln.

Heizfläche m^2	Oberkessel		Unterkessel		Verbindungsstutzen	Dom	
	Durchm. m	Länge m	Durchm. m	Länge m	Durchmesser m	Durchm. m	Höhe m
20,7	0,9	4,5	0,6	3,5	0,4	0,65	0,75
24	1	5	0,6	3,9	0,4	0,7	0,75
27,6	1,1	5,5	0,6	4,3	0,4	0,7	0,75
30,5	1,2	5,8	0,6	4,6	0,4	0,75	0,75
33,5	1,2	6,3	0,6	5,1	0,42	0,75	0,8
37,3	1,2	7	0,6	5,7	0,42	0,75	0,8
40,3	1,2	7,5	0,6	6,2	0,42	0,75	0,8
43,3	1,2	8	0,6	6,7	0,42	0,75	0,8
46,3	1,2	8,5	0,6	7,2	0,42	0,75	0,8
49,3	1,2	9	0,6	7,7	0,42	0,75	0,8
52,3	1,2	9,5	0,6	8,2	0,42	0,75	0,8
55,3	1,2	10	0,6	8,7	0,42	0,75	0,8

Das in Frankreich gebräuchliche System der Bouilleurkessel (Siederkessel) bei welchen der Rost unter den „Bouilleurs" (Sieder) genannten Unterkesseln liegt und die Heizgase zuletzt den Oberkessel bestreichen, ist aus naheliegenden Gründen unzweckmäßig, dagegen findet man auch bei den zusammengesetzten Cylinderkesseln mit einem Oberkessel und einem oder zwei darunter nebeneinander liegenden Unterkesseln und unter dem Oberkessel liegenden Rost das Gegenstromprincip aufgegeben und die Unterkessel durch je zwei oder drei Rohrstutzen mit dem Oberkessel verbunden, um eine bessere Wassercirculation hervorzubringen und hierdurch die Ausscheidung von Luftblasen und die Ansetzung von Dampfpelzen 2c. an bestimmten Stellen der Unterkessel hintanzuhalten und mithin den Bestand derselben mehr zu sichern.

Bei dem in Fig. 114 und 115, Text, dargestellten zusammengesetzten Cylinderkessel von *Hawksley, Wild & Co.* in *Sheffield* ist nach diesem Grundsatze die Verbindung der Oberkessel mit den zwei übereinanderliegenden Unterkesseln durch je 4 Circulations-Stutzen ausgeführt und das ist wohl schon das äußerste, was man in dieser Richtung thun kann.

Man erreicht den gleichen Zweck jedenfalls viel einfacher, wenn man die beiden nebeneinander unter dem Oberkessel liegenden Unterkessel an jedem Ende durch geschweißte Stutzen mit dem Oberkessel verbindet, beide nach rückwärts geneigt anordnet und die Vorköpfe an den über das Mauerwerk vorstehenden tieferen Enden durch das gemeinschaftliche Speise- und Ablassrohr verbindet.

2. Rauchrohrkessel, Siederohrkessel oder kurzweg Röhrenkessel.

a) Der *Dupuis*-Kessel. Ein solcher mit Schlammsammler und von oben eintretendem Speiserohr ist in Fig. 56, Text, abgebildet und schon besprochen; ein anderer, bei welchem das Speisewasser durch den Fuss des verticalen Röhrenkessels eintritt, durch welchen auch der Schlamm abgelassen wird, ist in Fig. 11, Taf. XXIX, gezeichnet.

Der *Dupuis*-Kessel besteht aus einem liegenden ($^1/_{100}$ seiner Länge) nach rückwärts geneigten cylindrischen Kessel (Vorderkessel), an dessen rückwärtigem offenen Ende ein verticaler von Rauchrohren durchzogener Kessel (Hinterkessel) angenietet ist. Beide Kessel communicieren an der Verbindungsstelle im Dampf- und Wasserraume. Der Rost ist wie bei dem einfachen Cylinderkessel angeordnet und die Heizgase bestreichen zuerst den liegenden, dann den verticalen Kessel außen, gelangen sodann unter

den letzteren, durch die Rauchrohre nach aufwärts und ziehen oben seitlich in den Fuchs.

Bei dem in Fig. 11, Taf. XXIX, gezeichneten Kessel ist die Rohraustheilung so ausgeführt, dass ein freier Zwischenraum zum Putzen (Kreuzgang) vorhanden ist, in welchem sich ein Mann bewegen kann.

Dieses Kesselsystem bietet in compendiöser Anordnung ziemlich große Heizfläche. Die Rauchrohre ziehen überdies ungefähr auf $^1/_3$ ihrer Länge durch den Dampfraum und bewirken in gewissem Grade eine Dampftrocknung.

Tabelle für Dupuis-Kessel.

Totale Heizfläche m^2	Vorderkessel		Hinterkessel		Schlammsammler		Rauchrohre		
	Durchm. *m*	Länge *m*	Durchm. *m*	Cylinderhöhe *m*	Durchm. *m*	Länge *m*	Lichter Durchm. *mm*	Mittlere Länge *m*	Anzahl
79,5	1,2	5	1,9	2,4	0,5	1,8	76	2,56	100
86	1,2	5,5	1,9	2,6	0,5	1,8	76	2,76	100
92,5	1,2	6	1,9	2,8	0,5	1,8	76	2,96	100
95,7	1,25	6	2	2,4	0,55	1,9	76	2,6	120
103,3	1,25	6,5	2	2,6	0,55	1,9	76	2,8	120
110,8	1,25	7	2	2,8	0,6	2	76	3	120
118,3	1,25	7,5	2	3	0,6	2	76	3,2	120

b) Der liegende Röhrenkessel, auch Siederohrkessel genannt. In Fig. 116 bis 118, Text, ist ein solcher Kessel mit Planrost und Aschengang unter dem Heizerstande gezeichnet. Es ist ein von Rauchrohren (auch Siederohre genannt) durchzogener cylindrischer Kessel. Die Rohre sind in zwei Gruppen eingetheilt, zwischen welchen ein entsprechend großer Zwischenraum für das Kesselputzen vorhanden ist. Das Speiserohr mündet oben hinter dem Dom in den Kessel und der Ablasshahn ist vorn über der Heizthüre angebracht.

Die Heizgase bestreichen den Kessel in drei Zügen, wovon der erste unter dem Kessel nach rückwärts, der zweite durch die Rohre nach vorn und der dritte zu beiden Seiten des äußeren cylindrischen Kesselmantels nach rückwärts zum Fuchs zieht.

Um die Rohre vom Ruß zu befreien, werden selbe durch einen feinen Dampfstrahl ausgeblasen oder besser mittels einer Stahlfeder ausgekratzt.

Um die Feuerplatten gegen die Schlammablagerung zu sichern, ist es zweckmäßig, am rückwärtigen Ende des Kessels einen angenieteten Schlammsammler mit Ablaßhahn anzuwenden, wie bei dem in Fig. 109,

Fig. 116. Längsschnitt.

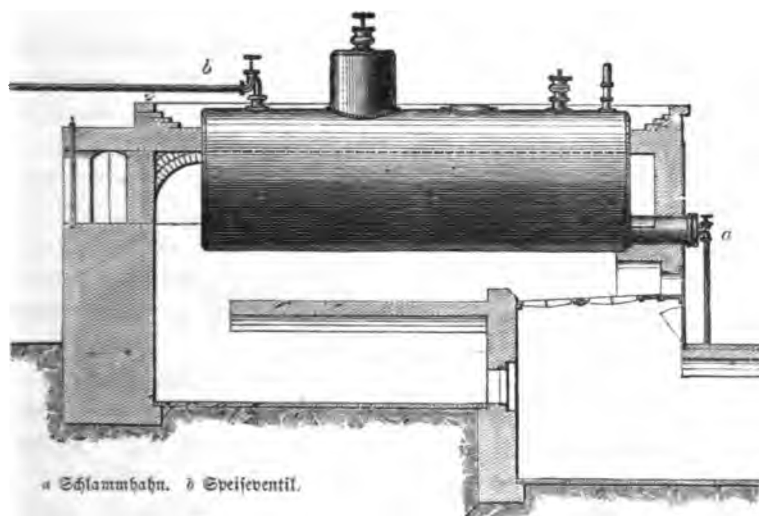
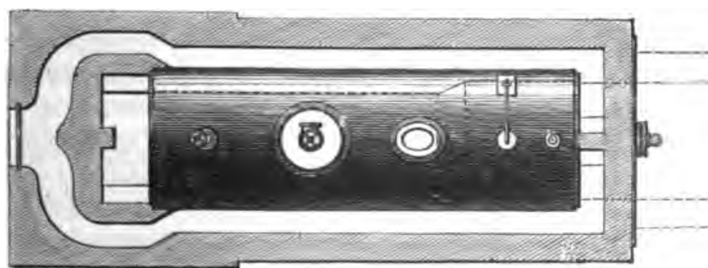


Fig. 117. Draufsicht.



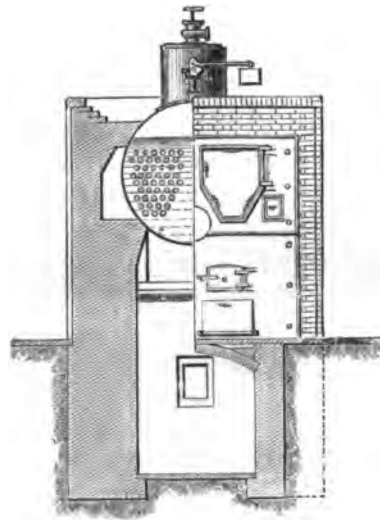
Paukſch'ſcher liegender Röhrenkessel (Fig. 116 bis 118).

Text, gezeichneten einfachen Cylinderkessel und den Kessel gegen den Schlammsammler hin ($^1/_{100}$ seiner Länge) geneigt einzumauern.

Der liegende Röhrenkessel bietet eine große Heizfläche bei geringem Raumbedarf, aber auch eine kleine Wasserspiegelfläche bei großer

Heizfläche und gibt deshalb bei forciertem Betrieb und zu hohem Wasserstand leicht sehr nassen Dampf.

Fig. 118. Querschnitt und Ansicht.



Paucksch'scher liegender Röhrenkessel (Fig. 116 bis 118).

Tabelle für liegende Röhrenkessel.

Heizfläche m^2	Kessel		Rauchrohre		Dom	
	Durchm. *m*	Länge *m*	Lichter Durchm. *mm*	Anzahl	Durchm. *m*	Höhe *m*
23,9	1,25	3	76	24	0,75	0,75
27,9	1,25	3,5	76	24	0,75	0,75
48,8	1,5	3,5	76	48	0,75	0,8
55,8	1,5	4	76	48	0,75	0,8
67,5	1,6	4	76	60	0,75	0,8
76	1,6	4,5	76	60	0,75	0,8
87,4	1,8	4	76	80	0,8	0,9
98,3	1,8	4,5	76	80	0,8	0,9
125,4	2	4	76	120	0,8	0,9
141,1	2	4,5	76	120	0,8	0,9
154,4	2,2	4	76	150	0,9	1
173,7	2,2	4,5	76	150	0,9	1

c) Der Doppeldampfraumkessel von Bolzano. Derselbe ist in Fig. 119 und 120, Text, im Längsschnitt und Querschnitt dargestellt. Es ist ein combinierter Kessel, bestehend aus einem einfachen Cylinderkessel und darüber liegendem Röhrenkessel. Beide Kessel sind durch Rohrstutzen verbunden, und zwar so, dass jeder einen Dampf- und Wasserraum besitzt, und die Wasserspiegelfläche, durch welche der Dampf aufsteigen muss, sich aus der Wasserspiegelfläche beider Kessel zusammensetzt. Der vordere Verbindungsstutzen besitzt ein bis in den Dampfraum des Oberkessels reichendes Verlängerungsrohr, der rückwärtige dagegen ein im Oberkessel bis zur Höhe des normalen Wasserstandes reichendes Rohr und ein zweites darunter, welches in den Wasserraum des Unterkessels taucht. Durch das Rohr im vorderen Stutzen communicieren die beiden Dampfräume, während durch die Rohre im rückwärtigen Stutzen das Wasser aus dem Oberkessel zum Unterkessel abfließt, sobald es im Oberkessel über die Höhe des Normalwasserstandes steigt.

Das selbstthätige Speiseventil sitzt vorn an dem unteren Vorkopf des Oberkessels und das Speisewasser tritt sonach aus dem Speiserohr in den Oberkessel. Der Schlammhahn befindet sich an dem unteren Vorkopf des Unterkessels. Die oberen Vorköpfe beider Kessel sind Wasserstandsvorköpfe. Zum Befahren des Kessels beim Kesselputzen ist ein Mannloch am Dom und ein zweites oben am vorderen Ende des Unterkessels angebracht.

Die Rauchrohre oder Siederohre im Oberkessel sind in zwei Gruppen eingetheilt, zwischen welchen ein entsprechend großer Zwischenraum für das Kesselputzen vorhanden ist; auch sind aus letzterem Grunde die aus den Verbindungsstutzen emporstehenden Communicationsrohre nach dem Lösen je einer einzigen Schraube leicht zu entfernen.

Um die Rauchrohre innen von Ruß und Flugasche putzen zu können, sind selbe von der Stirnseite des Kessels nach Öffnung der entsprechend großen zweiflügeligen Blechthüre zugänglich. Zum Absetzen der Flugasche ist übrigens hinter dem Unterkessel an der Stelle, wo die Heizgase von diesem zum Oberkessel ziehen, eine Aschenkammer angebracht.

Die Heizgase ziehen im ersten Zuge unter dem Unterkessel nach rückwärts, im zweiten Zuge unter dem Oberkessel nach vorn und endlich im dritten Zuge durch die Rauchrohre, aus welchen sie in den Fuchs gelangen. Die Verbindungsstutzen sind durch Mauerwerk geschützt.

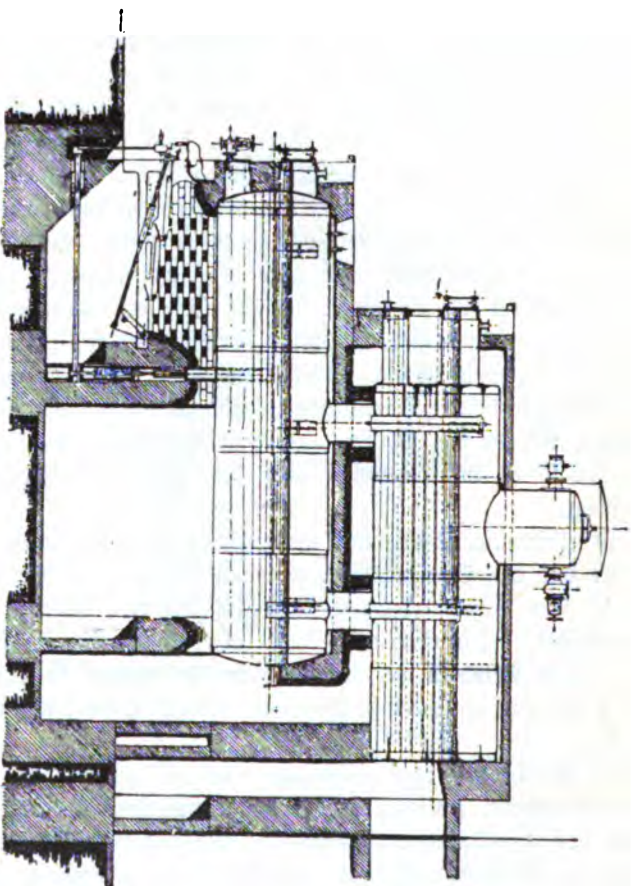


Fig. 119. Längsschnitt.

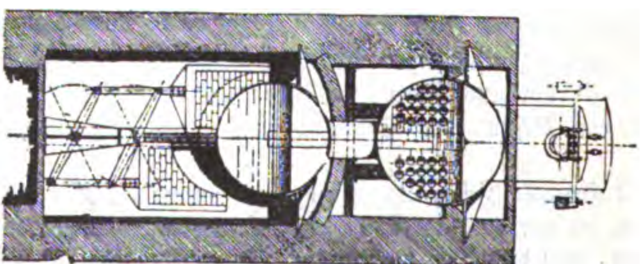


Fig. 120. Querschnitt.

Doppeldampfraum-Kessel von Bolzano (Fig. 119 und 120).

Dadurch, dass das Speisewasser erst aus dem Oberkessel in den Unterkessel abfließt, gelangt in letzteren nur reines Wasser, wodurch Schlammablagerungen auf der Feuerplatte über dem Roste vermieden sind.

Der Kessel bietet bei verhältnismäßig kleiner verbauter Grundfläche eine große Heizfläche bei großem Dampf- und Wasserraum und großer Wasserspiegelfläche, so dass er auch in Bezug auf die Erhaltung constanter Dampfspannung bei schwankendem Dampfverbrauch allen Anforderungen der Praxis zu entsprechen in der Lage ist.

3. Flammrohrkessel.

a) Der Einflammrohrkessel, auch Cornwallkessel mit einem Feuerrohr oder Feuerrohrkessel mit einem Feuerrohr genannt. Er besteht aus dem cylindrischen Kesselmantel mit ebenen, versteiften oder gewölbten Böden, welcher von einem Flammrohr oder Feuerrohr entsprechend großen Durchmessers durchzogen ist, das den Rost enthält. In Fig. 7 bis 9, Taf. XXXVIII, ist ein Einflammrohrkessel mit einem glatten mittleren Flammrohr gewöhnlicher Art gezeichnet. Derselbe wird von den Heizgasen in drei Zügen bestrichen. Der erste Zug geht durch das Flammrohr, über die Feuerbrücke nach rückwärts, der zweite Zug zu beiden Seiten des Kessels bis zur Höhe der Feuerlinie nach vorne und der dritte unter dem Kessel wieder nach rückwärts zum Fuchs. In Fig. 1 bis 8, Taf. XXXI, sind Einflammrohrkessel mit einem seitlich angeordneten Wellblechrohr (Seitrohrkessel) und gewölbten Kesselböden vom Blechwalzwerk Schulz Knaudt, Actiengesellschaft in Essen (Ruhr) sammt ihrer Einmauerung detailliert dargestellt. Dabei geht der erste Zug durch das Flammrohr, der zweite an der Seite des engsten Wasserraumes und der dritte Zug auf der zweiten Seite der Mittelmauer hin, um eine lebhafte Wassercirculation um das Flammrohr herum zu erzielen. Um den Kessel vor der Berührung mit dem Mauerwerk der Mittelmauer zu schützen, welches Nässe annehmen kann, ist er unten auf gusseiserne Schienen gelegt. In Fig. 6, Taf. XXXI, sind auch die Seitenzüge in der Höhe der Feuerlinie durch gusseiserne Platten abgedeckt. Besondere Constructionsdetails zu den Wellblechrohr-Kesseln sind in etwas größerem Maßstabe in Fig. 9, Taf. XXIII, ferner auf Taf. XXVI und XXVII gezeichnet, überdies ist in Fig. 4 bis 6, Taf. XXVIII, der Seitenroststab für ein Wellblechrohr dargestellt. In Fig. 8 bis 11, Taf. XXVI, ist das Wellblechrohr, behufs Erzielung einer möglichst vollkommenen Verbrennung durch Chamottewände so abgetheilt, dass hinter der Feuerbrücke eine Verbrennungskammer folgt und von dort das

Flammrohr in 3 Zügen von den Heizgasen durchstrichen wird.*) Behufs Hintanhaltung der Ablagerung von Flugasche in den Wellrohren werden von der Ersten Brünner Maschinenfabriks-Actiengesellschaft hinter der Feuerbrücke gusseiserne, auf zwei Füßen stehende conische Schirme angewendet, welche die Spitze der Feuerbrücke zukehren und zwischen sich und dem Rohrumfang eine ringförmige Zugöffnung freilassen. Jeder folgende Schirm hat etwas kleineren Durchmesser, so dass die Zugöffnung gegen das Rohrende zu immer weiter wird.

Der Rost liegt entweder im Flammrohre oder bei Anwendung der Vorfeuerung oder der Tenbrinkfeuerung vor demselben und es durchzieht die Flamme zuerst das Flammrohr. In jedem Falle ist es am besten, den zweiten Zug zu beiden Seiten des Kessels bis zur Höhe der Feuerlinie und den dritten Zug unter dem Kessel hinzuführen, oder den zweiten Zug unterhalb der Feuerlinie und den dritten Zug zur Dampftrocknung über dem Dampfraum.

Sehr nachtheilig für den Bestand des Kessels ist es, wenn der Kessel unten auf einer gemauerten Zunge liegt, wie es erforderlich ist, wenn der zweite Zug auf der rechten Seite, der dritte Zug aber auf der linken Seite des Kessels in der Höhe der Feuerlinie hinstreicht. Der Kessel rostet dort infolge des Niederschlages der Dämpfe, welche die Heizgase mit sich führen und der Feuchtigkeit, welche die Mauer anzieht. Ist eine solche Zunge vorhanden, so ist dieselbe, sobald sich die Anrostung zeigt, zu entfernen und der Kessel anders einzumauern.

Wird jedoch der Kessel unten nicht direct auf die Mittelmauer aufgelegt, sondern auf eine gusseiserne oder gewalzte Eisenschiene, wie insbesondere in Fig. 6 und 8, Taf. XXXI, zu ersehen, so ist der Übelstand des Anrostens vermieden.

Die noch vorkommenden sogenannten Rauchrohrkessel, mit einem oder zwei genieteten Rauchrohren, d. i. Kessel, welche in ihrer Construction mit den Flammrohrkesseln übereinstimmen, bei welchen jedoch der Rost unter dem Kesselmantel liegt und der erste Zug unter dem Kessel, der zweite Zug durch das Rauchrohr oder die beiden Rauchrohre und der dritte Zug zu beiden Seiten des Kessels hinstreicht, sind aus naheliegenden Gründen unzweckmäßig. Sie kommen nur mehr bei alten Anlagen vor und werden gegenwärtig nicht mehr gebaut.

---

*) Heizversuche mit sehr günstigem Ergebnisse sind veröffentlicht in Glaser's Annalen, Bd. XXIII, Nr. 268, August 1888.

I. Tabelle für Einflammrohrkessel mit glattem Rohr.

Heizfläche m^2	Kessel Durchm. m	Kessel Länge m	Flammrohr-Durchmesser m	Dom Durchm. m	Dom Höhe m
24,5	1,4	5	0,7	0,75	0,75
31,5	1,5	6	0,75	0,75	0,75
39,2	1,6	7	0,8	0,75	0,75
47,6	1,7	8	0,85	0,75	0,8
53,6	1,7	9	0,85	0,75	0,8

II. Tabelle für Wellblechrohrkessel (Seitrohrkessel).

Heizfläche m^2	Kessel Durchm. m	Kessel Länge m	Wellblechrohr Äußerer Durchm. m	Wellblechrohr Innerer Durchm. m	Dom Durchm. m	Dom Höhe m
30	1,8	4,5	1,05	0,95	0,7	0,75
40	1,8	6	1,05	0,95	0,7	0,75
50	1,8	7,5	1,05	0,95	0,7	0,75
45,6	2	6	1,2	1,1	0,8	0,9
57	2	7,5	1,2	1,1	0,8	0,9
66	2	8,7	1,2	1,1	0,8	0,9
74	2,2	8,75	1,35	1,25	0,9	0,9
84,5	2,2	10	1,35	1,25	0,9	0,9
91,3	2,2	10,8	1,35	1,25	0,9	0,9

b) Der Zweiflammrohrkessel oder Cornwallkessel mit zwei Feuerrohren. Er besteht aus dem cylindrischen Kessel mit ebenen versteiften Böden und zwei eingenieteten Flammrohren, welche die Roste enthalten. In Fig. 1 bis 5, Taf. XXX, ist ein solcher Kessel sammt seiner Einmauerung dargestellt. Bezüglich letzterer gilt dasselbe, was vorstehend für den Einflammrohrkessel angegeben ist. In Fig. 121 bis 124, Text, ist ein Zweiflammrohrkessel gezeichnet, der die sogenannten Galloway-Rohre eingenietet enthält, d. i. conische oben erweiterte gegenseitig geneigte Rohre, welche den sich unten bildenden Dampfbläschen das Aufsteigen erleichtern, die Wassercirculation fördern und die Flammrohre gegen das Eindrücken durch den außen auf sie drückenden Dampfdruck sehr wirksam versteifen. Die Detailconstruction der Galloway-Rohre und ihre Verbindung mit dem Flammrohr ist in Fig. 6, Taf. XXX, ersichtlich.

Zur Versteifung glatter Flammrohre werden wohl nur mehr selten Winkeleisenringe mittels Stehbolzen aufgenietet, wie in Fig. 8, Taf. XXX, oder ⊥ Eisenringe, wie in Fig. 9, Taf. XXX, gezeichnet, angewendet, sondern es werden gegenwärtig gewöhnlich die Rohrsätze umgeflanscht und mit hochkantig aus Flacheisen geschweißten Zwischenringen von 13 *mm* Dicke für das Verstemmen vernietet, wie in Fig. 10, Taf. XXX,

Fig. 121. Längsschnitt.

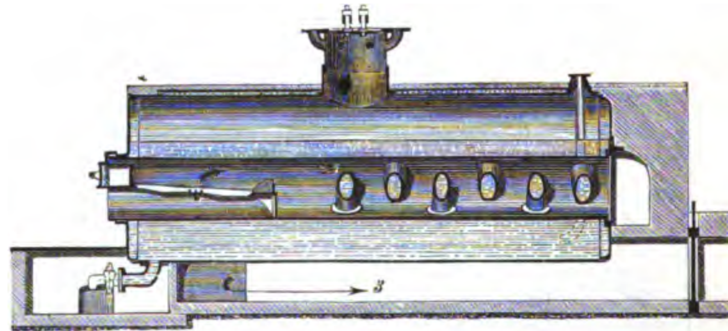
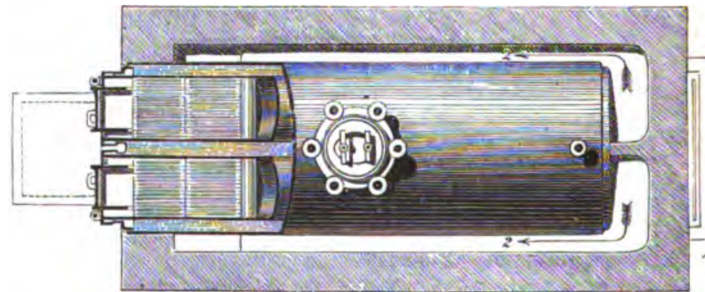


Fig. 122. Draufsicht.



Zweiflammrohrkessel mit Galloway-Rohren (Fig. 121 bis 124).

und bei dem rechtsseitigen Flammrohr in Fig. 7, Taf. XXX, weil diese Verbindungsart zugleich eine gewisse Elasticität der Flammrohre im Hinblick auf die Längenausdehnung ergibt. Zur Erhöhung der letzteren ist es zweckmäßig, in jedem Flammrohr einen Expansionsring nach Fig. 11, Taf. XXX, anzubringen wie bei dem linksseitigen Flammrohr in Fig. 7, Taf. XXX, derselbe wird gewöhnlich als Verbindungsglied zwischen dem letzten und vorletzten Rohrringe ausgeführt.

Die Zuganordnung wird zweckmäßiger Weise am besten so getroffen, dass die Heizgase vom Rost im ersten Zuge durch die Flammrohre, im zweiten Zuge zu beiden Seiten des Kessels zurück und endlich im dritten Zuge unter dem Kessel nach rückwärts ziehen und am rückwärtigen Ende des Kessels in den Fuchs gelangen. Bei entsprechend großer Heizfläche können die Heizgase im letzten Zuge auch über dem Dampfraum des Kessels hingeführt werden, um noch die Dampftrocknung zu bewirken, wie bei dem Kessel in Fig. 1 bis 5, Taf. XXX, gezeichnet ist.

Das Speiserohr tritt entweder am rückwärtigen Ende von oben in den Kessel und mündet dort in die Richtung der Kesselachse abgebogen, wie insbesondere in Fig. 121, Text, zu ersehen ist, oder an der vorderen

Fig. 123. Querschnitt.

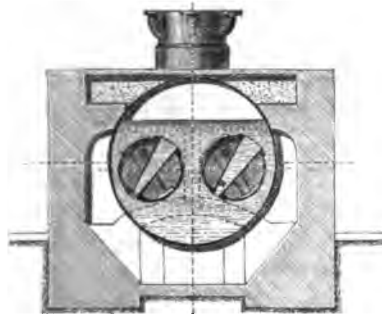
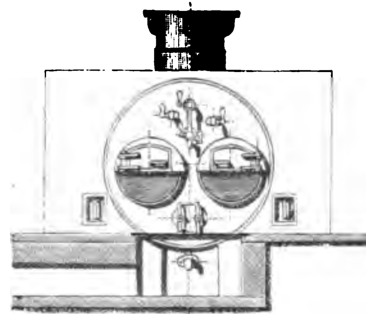


Fig. 124. Ansicht.



Zweiflammrohrkessel mit Galloway-Rohren (Fig. 121 bis 124).

Kesselstirnwand, wie in Fig. 3, Taf. XXX. Letztere Anordnung verdient insbesondere dann den Vorzug, wenn mehrere Kessel nebeneinander stehen, die von einer Speisevorrichtung gespeist werden, damit der Heizer das selbstthätige Speiseventil mit seiner Absperrvorrichtung bequem zur Hand hat.

Um beim Kesselputzen auch den Raum zwischen der inneren Wandfläche des cylindrischen Kesselmantels und den Flammrohren hinreichend zugänglich zu haben, soll die geringste Entfernung dortselbst wenigstens 130 bis 150 *mm* betragen.

In Fig. 125, Text, ist der vordere Theil eines Flammrohrkessels mit Tenbrink-Feuerung gezeichnet, bei welchem ebenfalls der erste Zug durch die Flammrohre und der letzte Zug unter dem Kessel hinzieht.

Bei der Einmauerung der Flammrohrkessel legt man zweckmäßig die Feuerlinie in den beiden äußeren seitlichen Feuerzügen etwas höher als die höchste Stelle des Feuerzuges in den Feuerrohren und legt den tiefsten Wasserstand oder die Wasserlinie 100 *mm* über die Feuerlinie der äußeren seitlichen Züge, um die Flammrohre bei etwa sinkendem Wasserstande eher vor der Gefahr des Erglühens zu schützen.

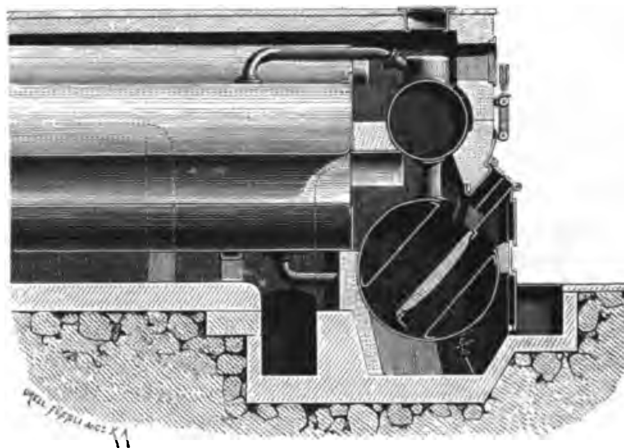


Fig. 125. Flammrohrkessel mit Tenbrink-Feuerung.

Tabelle für Zweiflammrohrkessel.

Heizfläche m^2	Kessel Durchm. m	Kessel Länge m	Flammrohre Durchmesser m	Dom Durchm. m	Dom Höhe m
40,8	1,6	6	0,6	0,75	0,8
47,5	1,7	6,5	0,65	0,8	0,9
53,8	1,8	7	0,68	0,8	0,9
60	1,9	7,5	0,7	0,9	1
64	1,9	8	0,7	0,9	1
72	1,9	9	0,7	0,9	1
68	2	8	0,75	0,9	1
76,5	2	9	0,75	0,9	1
81	2,1	9	0,8	0,9	1
85,5	2,2	9	0,85	0,9	1
95	2,2	10	0,85	0,9	1

Die Detailconstruction des Heizthürrahmens mit der Heizthüre, dann der Rostträger für Flammrohrkessel ist in Fig. 1 und 2, Taf. XXVIII, mit Rahmen und Heizthüre von Eisenblech und Rostträgern von Flacheisen, in Fig. 7 bis 13, Taf. XXVIII, mit Rahmen, Heizthüre und Rostträgern aus Gusseisen dargestellt. Zur Erzielung des Schlusses der Heizthüre durch ihr Eigengewicht wird die Heizthüre sammt ihrer Drehungsachse schief angeordnet, wie in Fig. 8 und 10, Taf. XXVIII, während bei der verticalen Lage der Heizthüre und ihrer Drehungsachse zum Schluss der Heizthüre eine Klinke erforderlich ist, wie z. B. in Fig. 1 und 2, Taf. XXVIII, gezeichnet.

4. Combinierte Flammrohr-, Rauchrohr- und Feuerbüchsen-Kessel.

a) Der *Fairbairn*-Kessel. Derselbe gleicht äußerlich vorn dem Zweiflammrohrkessel. Die beiden Flammrohre, in welchen die Roste liegen, gehen jedoch nur bis hinter die Feuerbrücke, wo sie in die elliptische Verbrennungskammer oder Flammenkammer münden, und bilden den zweitheiligen Planrost oder *Fairbairn*'schen Rost. Die Verbrennungskammer aber ist rückwärts durch eine Rohrwand geschlossen, in welche eine größere Anzahl Rauchrohre eingezogen sind. Diese Rauchrohre werden in einer oder besser in zwei Gruppen getheilt angeordnet, so dass dazwischen Platz zum Kesselputzen bleibt. In der rückwärtigen Ansicht gleicht somit dieser Kessel dem liegenden Röhrenkessel. Die Fig. 1 und 2, Taf. XXXII und 5 bis 8, Taf. XXXIII, stellen die Normalconstruction des *Fairbairn*-Kessels nach der Ausführung der Prager Maschinenbau-Actien-Gesellschaft (vorm. Ruston & Co.) dar, welche dieses Kesselsystem schon lange Jahre als Specialität baut und als besonderes Constructionsdetail die Lustig'sche automatische Entaschungsvorrichtung unter der Verbrennungskammer und am hinteren Kesselende eine Eisenblech-Rauchkammer zur Verhütung des Ansaugens falscher Luft anwendet. Die nachstehende Tabelle enthält die zugehörigen Hauptdimensionen.

Der *Fairbairn*-Kessel kann wie ein gewöhnlicher Zweiflammrohrkessel eingemauert werden.

Die Verbrennungskammer oder Flammenkammer ist entweder durch Anker versteift, wie in Fig. 6, Taf. XXVIII, gezeichnet, oder es werden zur Versteifung Galloway-Stutzen in derselben angewendet, die zugleich die Heizfläche des Kessels vergrößern und die Circulation des Wassers befördern.

Dieses Kesselsystem eignet sich für Kessel mit mehr als 80 m^2 Heizfläche, und zwar ganz besonders dann, wenn das Speisewasser keinen Kesselstein absetzt, mithin die Schwierigkeit der Entfernung des Kesselsteines von den Rohren wegfällt, und wenn ferner das Kesselhaus hinreichend lang ist.

Tabelle für Fairbairn-Kessel.

Heizfläche m^2	Kessel		Flammrohre		Flammenkammer			Rauchrohre			Rauchkammer	Stutzen zur Flammenkammer		Dom	
	Durchm. m	Länge .m	Durchm. m	Länge m	Breite m	Höhe m	Länge m	Lichter Durchm. mm	Länge m	Anzahl	Länge m	Oben Durchm. m	Unten Durchm. m	Durchm. m	Höhe m
92,7	1,95	6,9	0,7	2,7	1,64	1,15	1	70	2,6	92	0,6	0,4	0,45	0,8	0,8
103,2	2	6,9	0,75	2,7	1,73	1,25	1	70	2,6	108	0,6	0,4	0,45	0,8	0,9
123,2	2,1	7,5	0,8	2,7	1,8	1,29	1	70	3,15	112	0,65	0,4	0,45	0,9	0,9
143,6	2,22	7,9	0,87	3	1,92	1,42	1,1	70	3,15	132	0,65	0,4	0,45	0,9	1
164,3	2,22	8,5	0,87	3	1,92	1,42	1,1	82	3,7	116	0,7	0,4	0,45	1	1
183,2	2,22	9,35	0,87	3,3	1,92	1,42	1,2	82	4,15	116	0,7	0,5	0,55	1	1
204,1	2,3	9,9	0,9	3,6	1,97	1,47	1,2	82	4,35	124	0,75	0,5	0,55	1,1	1,1

b) Der combinierte Flammrohr-Röhrenkessel, auch Tischbeinkessel genannt. Derselbe besteht aus einem kurzen Flammrohrkessel und darüberliegendem, durch zwei Rohrstutzen damit verbundenem Röhrenkessel. In Fig. 126 und 127, Text, ist ein solcher Kessel nach Ausführung der Görlitzer Maschinenbau-Anstalt mit seiner Einmauerung gezeichnet, bei welchem die Heizgase im ersten Zuge durch die Flammrohre nach rückwärts, im zweiten Zuge um den Unterkessel nach vorn und aufwärts, im dritten Zuge unter dem Oberkessel nach rückwärts, im vierten Zuge durch die Rauchrohre des Oberkessels und endlich im fünften Zuge über dem Dampfraum nach rückwärts ziehen und dort zum Fuchs abfallen. Die Einmauerung kann jedoch auch so ausgeführt werden, dass die Heizgase im ersten Zuge durch die beiden Flammrohre nach rückwärts, im zweiten Zuge durch die Rauchrohre nach vorn und im letzten Zuge um die ganze äußere Kesseloberfläche nach rückwärts und abwärts streichen und von dort unten in den Fuchs abziehen. In Fig. 99, Text, ist ein so eingemauerter Kessel mit Vorfeuerung abgebildet.

In neuerer Zeit wird dieser Kessel häufig als Doppeldampfraum-

Kessel ausgeführt, um die Wasserspiegelfläche zu vergrößern und mithin mehr trockenen Dampf zu erzielen.*)

Fig. 126.

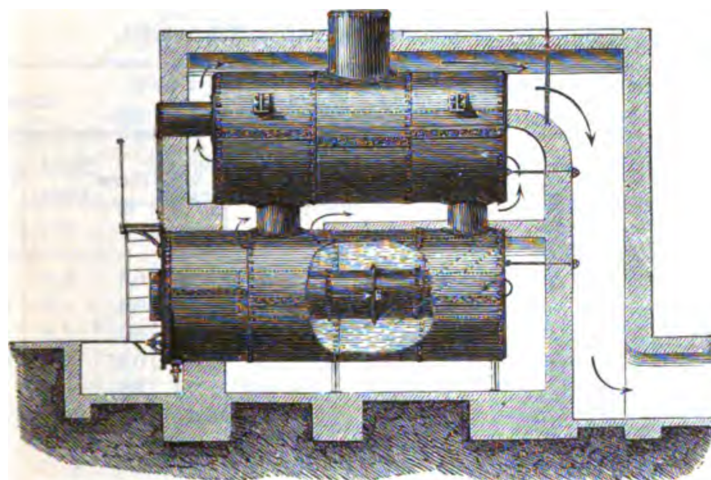
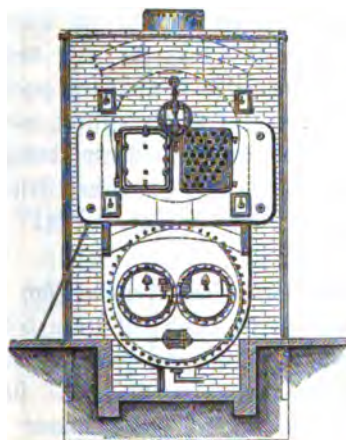


Fig. 127.



Combinierter Flammrohr-Röhrenkessel (Fig. 126 und 127).

*) Ein solcher Doppeldampfraumkessel war von Jacques Piedboeuf in Düsseldorf 1880 ausgestellt, worüber Mittheilungen in dem schätzenswerten „Bericht über die Versuche auf der Gewerbeausstellung in Düsseldorf 1880" von H. v. Reiche enthalten sind.

Der combinierte Flammrohr-Röhrenkessel kommt zur Anwendung, wenn bei geforderter großer Heizfläche das Kesselhaus nicht lang genug ist, um einen *Fairbairn*-Kessel aufstellen zu können.

Tabelle für combinierte Flammrohr-Röhrenkessel.

Heizfläche m^2	Flammrohrkessel		Flammrohre	Röhrenkessel		Rauchrohre		Verbindungsstutzen		Dom	
	Durchmesser m	Länge m	Durchmesser m	Durchmesser m	Länge m	Lichter Durchmesser mm	Anzahl	Durchmesser m	Länge m	Durchmesser m	Höhe m
111,8	1,7	4,7	0,65	1,7	4	76	70	0,5	0,4	0,8	0,8
123,5	1,8	4,7	0,68	1,8	4	76	80	0,5	0,4	0,8	0,8
140,4	1,9	4,7	0,7	1,9	4	76	96	0,5	0,45	0,8	0,9
166,2	2	4,8	0,75	2	4	76	120	0,6	0,45	0,8	0,9
205	2,1	5,4	0,8	2,1	4,5	76	136	0,6	0,5	0,9	1
225	2,2	5,4	0,85	2,2	4,5	76	150	0,6	0,5	0,9	1

c) Der Locomobilkessel. In Fig. 1 bis 6, Taf. XXXIV, ist ein Locomobilkessel nach der Normalconstruction der Prager Maschinenbau-Actien-Gesellschaft (vorm. Ruston & Co.) in Schnitten und Ansichten und in Fig. 1 bis 3, Taf. XXXV, die mit diesem Kessel versehene complet ausgerüstete Locomobile in 3 Ansichten gezeichnet. Die Maschine sammt dem Kessel ist hierbei auf Räder gestellt, um durch vorgespannte Pferde nach Bedarf an einen anderen Verwendungsort geführt werden zu können. Der Rost liegt in der Feuerkiste (Feuerkasten, Feuerbüchse, *Fire-box*), welche in Fig. 1 und 5, Taf. XXXIV, in beiden Verticalschnitten gezeichnet ist.

An der Stirnseite des Kessels befindet sich die Heizthüröffnung. Die ebenen Wände der Feuerkiste sind mit jenen des Kesselmantels durch Stehbolzen verankert und die Decke der Feuerkiste ist durch darüber gelegte Bügel und Ankerschrauben versteift. Die flache Stirnwand des Kessels und die Rohrwand in der Rauchkammer sind ebenfalls durch Winkeleisen versteift. Durch die beiden Rohrwände (Feuerkisten-Rohrwand und Rauchkammer-Rohrwand) gehen die Rauchrohre (auch Sieberohre genannt) hindurch, durch welche die Heizgase aus der Feuerkiste in die Rauchkammer ziehen, um dann sofort durch den auf die Rauchkammer aufgesetzten Blechschornstein in die freie Luft zu entweichen. In

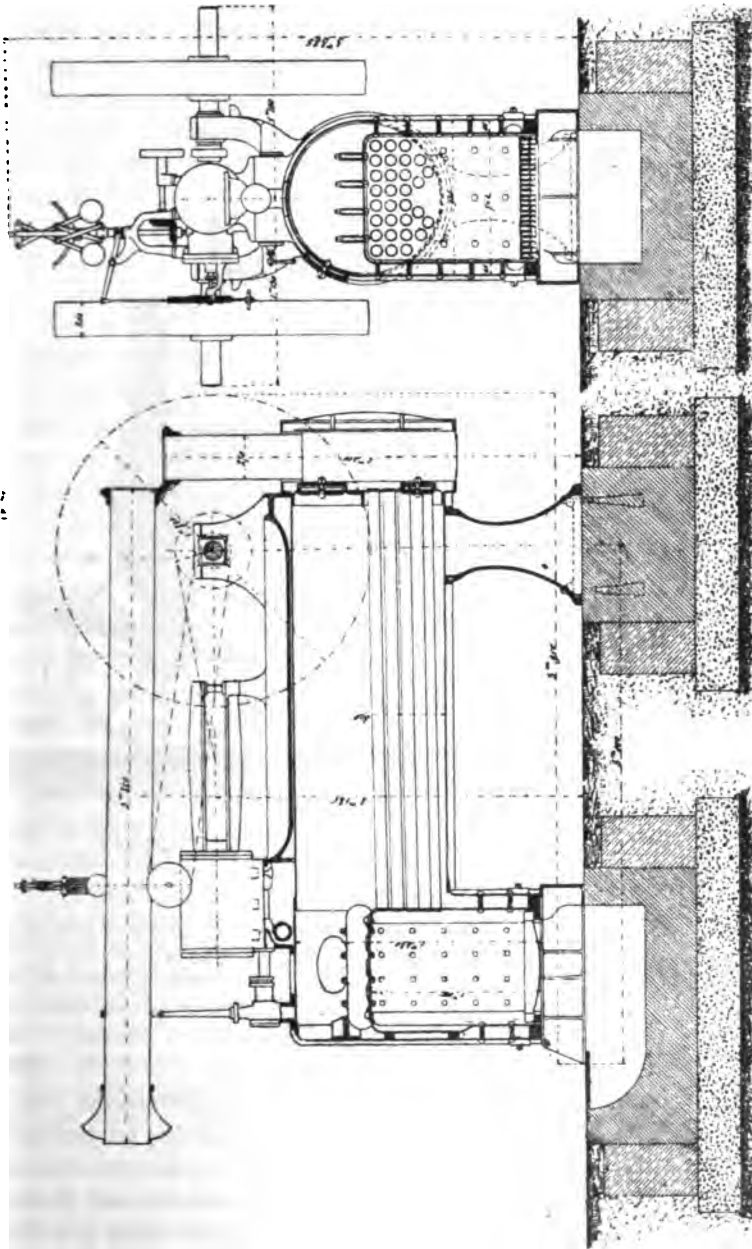


Fig. 128. Fig. 129.

Halblocomobile oder halbstationäre Dampfmaschine.

Heizfläche 16,5 m^2; Dampfspannung 6 *at* Überdruck; Umdrehungszahl der Kurbel 70 pro Minute; Kolbendurchmesser der Maschine 280 *mm*; Kolbenhub 450 *mm*; Totalgewicht 6000 *kg*.

letzteren wird der von der Maschine abziehende Auspuffdampf geleitet, und hierdurch der Zug durch Blasrohrwirkung verstärkt.

In Fig. 128 und 129, Text, ist ein Locomobilkessel auf ein gemauertes Fundament gestellt und die darauf montierte Maschine wird in diesem Falle sammt dem Kessel eine Halblocomobile oder halbstationäre Dampfmaschine genannt.

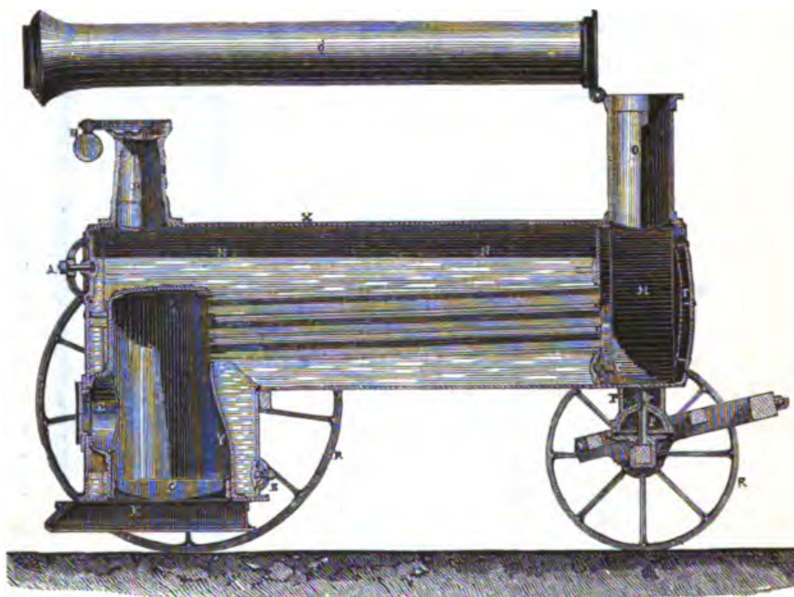


Fig. 130. Locomobilkessel mit zum Theil cylindrischer Feuerbüchse.

A Mannloch.	*M* Rauchkammer.
B C Putzlöcher.	*N N* Normalwasserstand.
D Dom.	*O* Schornsteinuntersatz.
E Heizthüre.	*P* Kesselträger zur Stützung auf die Radachse mit Kugelgelenk.
F Rauchkammerthüre.	*R R* Wagenräder.
G Rost.	*x* Kesselmantel.
H Sicherheitsventil.	*y* Feuerkiste.
K Aschenkasten.	

Die Feuerkiste der besprochenen Kessel ist im Horizontalschnitt rechteckig. Fig. 130, Text, zeigt dagegen einen Locomobilkessel, bei welchem der den Rost enthaltende untere Theil der Feuerkiste einen kreisförmigen Querschnitt hat, während der obere Theil derselben rückwärts als Rohrwand flach gebildet, vorn aber cylindrisch ist. Dieser Kessel gestattet

zugleich sehr gute Reinigung der Rohre von Kesselstein, indem er geräumig ist, um das Befahren durch das Mannloch über der Feuerkiste zu gestatten und der Zwischenraum zwischen den einzelnen Siederohren 30 *mm* beträgt.

Beim Transport wird der Blechschornstein umgelegt, wie in Fig. 128 bis 130, Text, gezeichnet. Bei der Aufstellung am Arbeitsplatze werden die Räder auf Holzunterlagen gestellt, welche der Rundung des Radkranzes angepaßt und auf einem hölzernen Rahmen befestigt oder in anderer Weise festgestellt sind.

In Fig. 14 und 15, Taf. XXVIII, ist ein Locomobilkessel von R. Wolf in Buckau-Magdeburg mit horizontaler cylindrischer Feuerbüchse dargestellt. Behufs Reinigung der Rohre von angesetztem Kesselstein, ist das Rohrsystem sammt der Feuerbüchse aus dem Kesselmantel herausziehbar, sobald die Befestigungsschrauben *a* an der vorderen Kesselstirnwand und *b* an der rückwärtigen Rohrwand gelöst werden. Das ausziehbare Rohrsystem ermöglicht die vollständige Beseitigung des Kesselsteins beim Kesselputzen, indem durch das Herausziehen der Feuerbüchse und der daran befestigten Siederohre alle Theile zugänglich sind. Es bietet auch die im Hinblick auf die Sicherheit des Betriebes sehr werthvolle Annehmlichkeit einer leichten Revision der Innenwände des Kessels.

In Fig. 2, Taf. XXIX, ist ein Locomobilkessel mit Tenbrink-Feuerung gezeichnet. Die Feuerbüchse ist hierbei von der vorderen Rohrwand ab gegen das Tenbrink-Feuerrohr zu conisch verengt und an letzteres angeschweißt.

d) Der Locomotivkessel. Ein solcher ist in Fig. 1 bis 4, Taf. XXXVI, mit Hinweglassung der Armatur gezeichnet.*) Derselbe

*) Es ist dies der Kessel einer Güterzugsmaschine der Kaiser Ferdinands-Nordbahn, und den Mittheilungen über die Weltausstellung in Paris 1878 aus Engineering Oct. 1878, S. 271, entnommen. Die Feuerkiste ist aus Kupfer, der Kesselmantel aus Bessemerstahl hergestellt. Die Blechdicke der Feuerkistenwände mit Ausnahme der Rohrwand ist 15 *mm*, jene der Rohrwand 25 *mm* und jene des Kesselmantels 12 *mm*. Zur Verankerung der Feuerkistendecke mit dem Mantel sind 4 Reihen Stehbolzen vorhanden, von welchen die beiden mittleren 26 *mm* und die äußeren 32 *mm* Durchmesser der Stehbolzen aufweisen. Hierbei sind sowohl die Längsnähte als auch die Quernähte des Mantels doppelt genietet. Die Zahl der Siederohre ist 195, deren innerer Durchmesser 48 *mm*, äußerer Durchmesser 52 *mm*, ihre Wandstärke sonach 2 *mm* und ihre freie Länge zwischen den beiden Rohrwänden 4110, also ihre ganze Länge incl. Bord 4170 *mm*. Die Heizfläche beträgt in der Feuerkiste 9,3 m^2, jene der Siederohre außen 132 m^2, sonach die totale Heizfläche 141,3 m^2. Die Rostfläche beträgt 1,94 m^2,

enthält eine im Horizontalschnitt rechteckige Feuerkiste (Feuerkasten, *Firebox*), welche mit dem äußeren Mantel durch Stehbolzen verankert und häufig auch an der Decke durch übergelegte Bügel und Ankerschrauben versteift ist. Aus der Feuerkiste ziehen die Heizgase durch die Siederohre, welche in den beiden Rohrwänden (Feuerkisten-Rohrwand und Rauchkammer-Rohrwand) befestigt sind, in die Rauchkammer und von hier in den darauf ruhenden Blechschornstein, dessen Zug durch ein Blasrohr vermittels des von der Maschine abziehenden Dampfes künstlich gesteigert

Fig. 131. Durchschnitt.

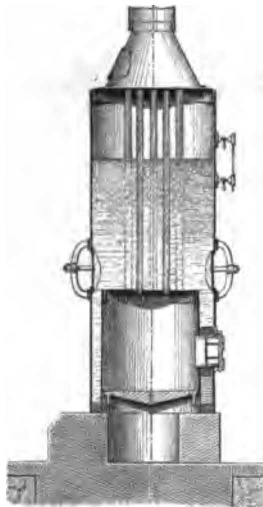
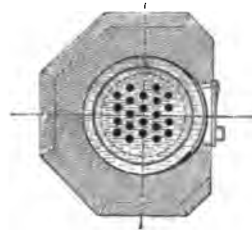


Fig. 132. Draufsicht.



Verticaler Röhrenkessel.

wird. In Fig. 1 und 2, Taf. XXXVII, ist der Kessel mit seiner Armatur auf der Locomotive montiert, gezeichnet.*)

---

und es ist somit das Verhältnis der Rostfläche zur Heizfläche 1 : 72,5. Die Dampfspannung beträgt 9,5 *at* Überdruck.

Die beiden Cylinder der zugehörigen Maschine haben Kolben von 435 *mm* Durchmesser und der Kolbenhub beträgt 632 *mm*. Das Gewicht der Locomotive im ausgerüsteten Zustande beträgt 35,55 *t*, ihre Fahrgeschwindigkeit 18 *km* pro Stunde und der Durchmesser der Locomotivräder 1186 *mm*.

*) Näheres über Locomotivkessel und Locomotive enthalten u. A. Schaltenbrand „Die Locomotive“ und Heusinger v. Waldek „Specielle Eisenbahntechnik“.

e) Der verticale oder stehende Röhrenkessel. Derselbe ist in Fig. 131 und 132, Text, dargestellt. Er besitzt eine verticale cylindrische Feuerkiste (Feuerbüchse, *Fire-box*), in welcher unten der Rost liegt und seitlich die Heizthüröffnung angebracht ist. Von der Decke der Feuerkiste gehen verticale Siederohre bis zur Decke des cylindrischen Kesselmantels und führen die Heizgase aus der Feuerkiste in den oben am Kessel aufgesetzten Blechschornstein. Zum Abklopfen des Kesselsteines sind entsprechende Putzlöcher seitlich am Kessel vorhanden und zum Auswaschen des Schlammes ist ein Putzloch und ein Hahn am unteren Ende des Kessels — über dem Verbindungsring der inneren mit der äußeren Wand — angebracht. In Fig. 1, Taf. XXIX, ist ein verticaler Röhrenkessel mit Tenbrink-Feuerung gezeichnet.

Solche Kessel finden ihrer Einfachheit wegen namentlich bei den halbstationären Motoren für das Kleingewerbe und bei den Maschinen für die Wasserstationen der Eisenbahnen Anwendung.

f) Der *Lachapelle*-Kessel oder Querrohrkessel. Derselbe ist in Fig. 133, Text, im Durchschnitt und in Fig. 134, Text, mit daran montierter Maschine (halbstationäre Dampfmaschine oder transportabler Dampfmotor von E. Schwanz und G. Rödiger in Wien) in der Ansicht gezeichnet. Derselbe besitzt in der verticalen cylindrischen Feuerkiste je nach der Größe der Heizfläche 1 bis 6 Querrohre (von *Lachapelle* Bouilleurs genannt), zwischen welchen die zum Schornstein aufsteigenden Heizgase hinstreichen. Der Rost liegt wieder unten in der Feuerkiste, in welcher die Heizthüröffnung seitlich über dem Rost angebracht ist. Jedem Querrohr gegenüber ist im äußeren Kesselmantel ein Putzloch angebracht und am Fuße des Kessels sind Auswaschlöcher vorhanden; überdies ist oben im cylindrischen Kessel ein kleines Mannloch angebracht. Das Verbindungsrohr zum Schornstein geht bei



Fig. 133. *Lachapelle*-Kessel oder Querrohrkessel.

dem *Lachapelle*'schen Originalkessel von der Feuerkistendecke schief aufwärts, um der über dem Kessel liegenden Schwungradwelle der zu dem Kessel gehörigen Dampfmaschine auszuweichen; in Fig. 133 und 134, Text, hingegen geht das Verbindungsrohr zum Schornstein vertical in der Mitte der beiden Decken durch, weil hier die Schwungradwelle der mit dem



Fig. 134. Halbstationäre Dampfmaschine mit Querrohrkessel.

Kessel verbundenen Dampfmaschine unten an der Seite des Kessels an gebracht ist. Es ist ebenfalls ein bei den Motoren für das Kleingewerbe und jenen der Wasserstationen der Eisenbahnen angewendeter Kessel.

In Fig. 12 bis 14, Taf. XXIX, ist ein *Lachapelle*-Kessel mit Röhrenbündeln an Stelle der einfachen Querrohre gezeichnet.

g) Der Field'sche Kessel. Ein solcher mit verticaler cylindrischer Feuerkiste ist in Fig. 135 und 136, Text, im Durchschnitt gezeichnet.

Fig. 135. Verticalschnitt.

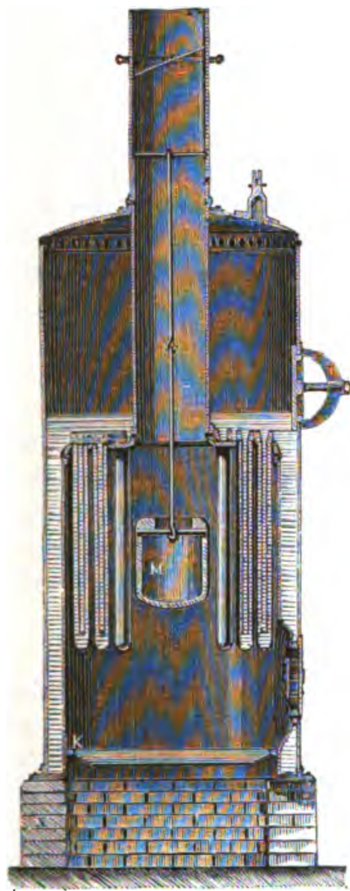


Fig. 136. Horizontalschnitt.





Field'scher Kessel (Fig. 135 und 136).

Fig. 137. Wassercirculation im Field'schen Rohr.

Von der Decke der Feuerkiste hängen im Kreise angeordnet die Field'schen Rohre in den Feuerraum herab. Der Rost K liegt wieder unten in der Feuerkiste. Damit die vom Rost aufsteigenden Heizgase die Rohre

umspülen und nicht gleich in der Mitte in den Schornstein abziehen, ist dort ein gusseiserner Hohlkörper *M* eingehängt.

Die Field'schen Rohre bestehen aus schmiedeisernen, unten zugeschweißten, oben durch einen conisch abgedrehten Ring versteiften Rohren, welche, wie in Fig. 137, Text, ersichtlich, in die gleichfalls conisch ausgebohrten Löcher der Feuerkistendecke passen und durch den Dampfdruck selbst auf ihren Sitz niedergedrückt und somit dicht gehalten werden. In diese Rohre sind von oben die Circulationsröhren frei eingehängt, welche, wie ebenfalls in Fig. 137, Text, ersichtlich, unten und oben offen und oben trichterförmig erweitert sind und mit Flügeln am Rande des äußeren Rohres frei aufliegen. Der Dampf steigt an den heißen äußeren Rohrwandungen auf und das Wasser fließt durch den Trichter in das Circulationsrohr nach und es entsteht hierdurch eine in Fig. 137, Text, durch Pfeile angedeutete lebhafte Circulation des Wassers, welche der Absetzung von Schlamm und Kesselstein im Rohre hinderlich ist.

Zum inneren Putzen der Field'schen Rohre dienen lange, unten mit Schaber versehene Rohrzangen.

Ist ein Rohr schadhaft, so kann es durch einen Schlag mit einem eisernen Hammer aus der Decke getrieben und sofort durch ein Reserverohr ersetzt werden. Es ist deshalb im Kesselmantel oberhalb der Feuerkistendecke ein Mannloch vorhanden, wie in Fig. 135, Text, zu ersehen. Zum Auswaschen des Kessels sind unten Auswaschlöcher vorhanden, welche durch kleine ovale Deckel und Bügelschrauben verschlossen sind.

5. Wasserrohrkessel.

a) Die älteren Wasserrohrkessel. Dieselben bestehen aus dünnwandigen gegen den Horizont geneigt über einander liegenden schmiedeisernen Rohren von geringem Durchmesser, welche an den Stirnenden in verschiedener Weise durch gusseiserne Kappen verbunden sind. Sie lassen sich in zwei Gruppen eintheilen und zwar in Kessel mit Rohrschlangen und Kessel mit Rohrbündeln. Der Repräsentant der ersteren ist der *Belleville*-Kessel, jener der letzteren der *Root*'sche Kessel, welcher gegenwärtig in der Detailausführung des *De Naeyer*-Kessels ausgedehnte Anwendung findet.

Der *Belleville*-Kessel ist in Fig. 1 bis 6, Taf. XXXVIII, dargestellt. Das Speisewasser, welches zuerst in den oben querliegenden Dampfsammler eintritt, fließt durch ein links vorn am Kessel herabführendes verticales Rohr in einen verticalen Schlammsammler und aus

diesem in das über der Heizthüre liegende Sammelrohr von rechteckigem Querschnitt und steigt von hier durch die einzelnen nebeneinander liegenden Rohrschlangen zugleich mit dem sich in den Wasserrohren entwickelnden Dampf aufwärts bis zur Wasserlinie, worüber der stark nasse Dampf allein durch den restlichen Theil der Rohrschlangen in den Dampfsammler entweicht. Im Dampfsammler aber ist der Dampf gezwungen, einer Blecheinlage nach im Kreise sich zu bewegen, um durch denselben hindurch zu der dahinter oben an der Decke liegenden und im letzten Zuge von den Heizgasen bestrichenen Trockenrohrschlange zu gelangen, aus welcher er erst durch das Dampfventil (mit starker Drosselung) in das Dampfabflussrohr übertritt. Bei seiner Kreisbewegung im Dampfsammler wird ein großer Theil des vom Dampfe mitgerissenen Wassers aus demselben abgeschieden, welches mit dem Speisewasser wieder zum Schlammsammler abfließt, und in der Trockenschlange findet weitere Dampftrocknung und wohl theilweise Überhitzung statt. In Folge des Schlangenganges von Dampf und Wasser kann es leicht vorkommen, dass die unteren Rohre durch Dampf erfüllt sind und somit dem Glühendwerden, mindestens aber dem Verbiegen ausgesetzt sind, und es sind deshalb in den unteren vorderen Verschlusskappen conische Sicherheitspfropfen aus leicht schmelzbarem Metall angebracht. Diese Pfropfen schmelzen, wenn sich kein Wasser in den Röhren befindet, und der Dampf bläst bei der hierdurch entstehenden Öffnung heraus und alarmiert den Heizer.

Die Speisung erfolgt hierbei continuierlich und die Regulierung der Speisewassermenge durch einen Hahn im Druckrohr und ein Überlaufsventil.

Der Rost liegt unter den Rohren und die Heizgase steigen in einer Schlangenwindung zwischen den Rohren hindurch nach aufwärts und ziehen oben rückwärts in den Fuchs; die Durchzugsöffnung in den Fuchs wird automatisch durch die unter Einwirkung des Dampfdruckes bewegte Rauchklappe reguliert, derart, dass der steigende Dampfdruck die Klappe schließt und umgekehrt.

Der *Root*'sche Kessel enthält durchwegs nach gleicher Richtung gegen den Rost zu aufsteigende Rohre, welche voll auf Fug liegen und durch Kappen an ihren Stirnenden so verbunden sind, dass der Dampf aus jedem Rohre durch die vorderen Verbindungskappen zum Dampfsammler aufsteigen kann, ebenso aber auch das Speisewasser, von dem rückwärts unter der letzten Reihe der Wasserrohre liegenden Sammelrohr (Schlammsammler), durch die rückwärtigen Verbindungskappen direct in

jedes Rohr eintreten kann; darin aber liegt ein wesentlicher Vortheil der Rohrbündel des *Root*'schen Kessels gegenüber den Rohrschlangen des *Belleville*-Kessels.

Der Rost liegt wieder unter den Rohren und die Heizgase steigen in einer Schlangenwindung zwischen den Rohren hindurch nach aufwärts und ziehen oben rückwärts in den Fuchs. Der *De Naeyer*-Kessel verbindet mit der *Root*'schen Anordnung des Rohrsystems noch einen größeren Dampf- und Wasserraum.

Diese Kessel geben nebst rascher Dampfentwicklung ebenfalls sehr große Heizfläche bei kleinem Raumbedarf und heißen der geringen vorhandenen Explosionsgefahr wegen inexplosible Kessel oder Sicherheitskessel.

b) Der *De Naeyer*-Kessel. Derselbe ist auf Taf. XXXIX und XL dargestellt. Er besteht in seiner vollkommeneren Einrichtung, wie hier gezeichnet, aus zwei hintereinander angeordneten Gruppen schmiedeiserner Wasserrohre von 120 *mm* äußerem Durchmesser und 3 bis 3,6 *m* Länge, und einem über der vorderen Gruppe liegenden Wasser- und Dampfsammler. Die Rohre der vorderen Gruppe liegen in der Richtung der Kesselachse nach vorn zu ansteigend und die Rohre der rückwärtigen Gruppe, welche als Vorwärmer (*Economiser*) dienen, liegen horizontal.

Das Speisewasser gelangt aus dem Druckrohr der Pumpe in das untere Sammelrohr der hinteren Rohrgruppe, steigt durch die Rohre und ihre — sie zu einer Rohrschlange oder zu Rohrbündeln vereinigenden — Rohrkappen nach aufwärts und tritt vorgewärmt durch das Verbindungsrohr nach oben in den Wasser- und Dampfsammler. Von hier fließt es durch einen Stutzen in die zwei rückwärtigen abwärtsführenden Rohre in das untere Sammelrohr, welches rückwärts unter der letzten Rohrreihe der vorderen Rohrgruppe liegt, steigt von hier durch die Rohre und ihre — sie zu Rohrbündeln vereinigenden Rohrkappen — in der vorderen Rohrgruppe wieder nach aufwärts in das vorn oben liegende Sammelrohr, aus welchem der Dampf durch die beiden seitlich aufsteigenden Verbindungsstutzen in den Dampfraum des Dampfsammlers gelangt. Wird der Kessel ohne die hintere Rohrgruppe ausgeführt, so gelangt das Speisewasser aus dem Druckrohr der Speisepumpe direct in den Wasser- und Dampfsammler.

Zum gußeisernen Wasserstandsrohr führt ein Dampfrohr vom Dom des Dampfsammlers und ein Wasserrohr vom unteren Sammelrohr der

vorderen Rohrgruppe, wie insbesondere in Fig. 5, Taf. XXXIX, und Fig. 1, Taf. XL, zu ersehen.

Der Schlammhahn befindet sich rückwärts am unteren Sammelrohr der vorderen Rohrgruppe.

Als besonderes Constructionsdetail ist die metallische Dichtung der Rohrkappen durch genau eingepasste Doppelconusse zwischen Rohrkappen und Rohrköpfen anzuführen, welche in Fig. 1 bis 4, Taf. XXXIX, gezeichnet sind. Die Rohre sind voll auf Fug angeordnet.

Die Heizgase ziehen vom Rost aufsteigend in einer Schlangenwindung zwischen den Wasserrohren der vorderen Gruppe hindurch, ziehen von da oben zur zweiten Rohrgruppe, welche sie in abwärts gerichtetem Zuge bestreichen und treten unten rückwärts in den breiten niedrigen Fuchs.*)

c) Der Sicherheits-Wasserrohrkessel von Schmidt und S. Huldschinsky & Söhne. Derselbe ist auf Taf. XLI dargestellt. Er ist aus schmiedeisernen Rohren von 93 *mm* lichtem Durchmesser und $4^1/_2$ *mm* Wandstärke, also 102 *mm* äußerem Durchmesser zusammengesetzt.

Die Rohre sind horizontal, in zwei Gruppen getrennt, mittels aufgeschraubter Rohrköpfe und Verbindungsbogen aus schmiedbarem Guss zu verticalen schlangenförmigen Rohrreihen vereinigt und bilden so einen vorderen und einen hinteren Kessel. Die obersten und untersten Rohre der verticalen Schlangenreihen sind mit gusseisernen, quer zu den Heizrohren liegenden Sammelrohren verbunden und außerdem ist noch ein cylindrischer Dampfsammler oben aufgelegt, welcher zugleich den Wasserraum erheblich vergrößert. Der Vorderkessel arbeitet als Circulationskessel und dient zur Verdampfung, während der Hinterkessel als Gegenstromkessel ausgebildet, als Vorwärmer (*Economiser*) behufs bester Ausnützung der vom ersteren abziehenden Heizgase wirkt. Sämmtliche Rohre sind mit Wasser gefüllt und werden von den Feuergasen umspült. Das Speisewasser tritt durch den Rohrstutzen *a* in das untere Querrohr *b* und weiter in die untersten Röhren ein und geht schlangenförmig durch die verticalen Schlangenreihen des hinteren Kessels, entgegengesetzt der

*) Von *De Naeyer & Co.* in Willebroeck (Belgien) waren fünf *De Naeyer*-Kessel, wovon zwei mit und drei ohne *Economiser*, von zusammen 994 m^2 Heizfläche auf der internationalen elektrischen Ausstellung in Wien 1883 in Betrieb. Dieselben bestanden aus Wasserröhren von 120 *mm* äußerem Durchmesser, 5 *mm* Wandstärke, 3 bis 3,5 *m* Länge zwischen den Rohrköpfen und arbeiteten mit 8 *at* Überdruck.

Bewegung der Feuergase, nach oben, vereinigt sich in dem oberen Sammelrohre c und steigt von hier durch den Verbindungsstutzen d in den Dampfsammler D. Aus letzterem fällt das bisher vorgewärmte Wasser durch die beiden Verticalrohre f und g in das untere Vertheilungsrohr h des Vorderkessels, steigt von hier durch die verticalen Schlangenrohrreihen nach aufwärts, wobei es theilweise verdampft, und gelangt durch das obere Sammelrohr k und das Verticalrohr l in den Dampfsammler zurück. Hier wird das Gemisch von Dampf und Wasser durch den Anprall an den Schirm s getrennt, der Dampf durch den Wasserabscheider m zum Dampfabflussrohr r geführt, während das Wasser wieder durch die Verticalrohre f und g durch den Vorderkessel circuliert. Durch die Wirkung des Wasserabscheiders m gelangt ebenso trockener Dampf in das Abflussrohr r wie bei Großwasserraumkesseln.

Unterhalb des Vorderkessels befindet sich der Rost. Die Heizgase ziehen nach Umspülung des Vorderkessels oben nach dem Hinterkessel und bestreichen denselben nach abwärts. Durch die Gegenströmung von Wasser und Heizgasen kommen die letzteren beim Verlassen des Kessels mit den kältesten Wasserrohren in Berührung, wodurch eine möglichst hohe Ausnutzung der Wärme erzielt wird.

Die Verbindung und die Lagerung der Röhren ist so getroffen, dass man während des Betriebes alle äußeren Röhrenflächen von Ruß und Flugasche reinigen kann.

Die Ablagerung von Schlamm und festen Bestandtheilen des Speisewassers findet im Hinterkessel statt, von wo derselbe von Zeit zu Zeit durch Öffnen des am Rohrstutzen v angeschraubten Ablasshahnes abgeblasen werden kann. Soweit derselbe sich daselbst in den Rohren lagert, ist er überdies weniger gefährlich, da die schon ziemlich abgekühlten Heizgase hier von oben auf die Rohre stoßen, also stets auf von innen freie Rohrstellen. Der nach dem Vorderkessel überführte Schlamm wird durch die centrale Einführung in das untere Sammelrohr nach vorn getrieben, wo er sich in dem ruhigeren, außerhalb der Wassercirculation liegenden Ende des Rohres ablagert und von Zeit zu Zeit auch abgeblasen wird. Ein wesentlicher Theil scheidet sich aus dem Circulationswasser des Vorderkessels im Dampfsammler ab, um von hier durch einen Hahn abgelassen zu werden.

Der feste Kesselstein dagegen, welcher bekanntlich durch keine Strömung und Kesselform sich verhindern läſst, kann nach Abschrauben der Verbindungsbogen von den Rohrköpfen mittels eines Spiralbohrers oder nach

Herausnahme der Rohre durch äußeres Klopfen mit einem Holzhammer aus den Rohren des Kessels entfernt werden. Je nach dem Speisewasser wird man bald erfahren, in welchen Rohrlagen sich der meiste Kesselstein fest ansetzt und danach nun die betreffenden Rohre reinigen; andere brauchen nur in größeren Perioden gereinigt zu werden und endlich der größte Theil der Rohre äußerst selten, da sich in denselben höchstens Schlamm ablagert, welcher je nach Bedarf abgeblasen wird.

Sollte irgend ein Rohr schadhaft werden, so kann dasselbe durch ein Reserverohr ersetzt werden, so dass der Betrieb nur auf sehr kurze Zeit unterbrochen zu werden braucht; durch Lösen von vier beziehungsweise sechs Schrauben kann jede beliebige Packung oder ein Rohr ausgewechselt werden.

Alle Dichtungsflächen sind sauber bearbeitet und sämmtliche Dichtungen des Kessels werden mittels Asbest vorgenommen. Die Kessel werden für einen Betriebsdruck von 10 *at* gebaut und zwar von 16,4 bis 202,6 m^2 Heizfläche.

Die außerhalb des Feuers gelegenen gusseisernen Sammelrohre *b*, *c*, *h*, *k*, an welche sich die schmiedeisernen Wasserrohre anschließen, erhalten 160, beziehungsweise 150 *mm* lichten Durchmesser und 15, beziehungsweise 20 *mm* Wandstärke. Die Verbindung der Rohre untereinander wird derart hergestellt, dass an jedem Ende eines jeden Rohres ein Kopf aus schmiedbarem Eisenguss aufgeschraubt wird (Fig. 4 bis 6, Taf. XLI) und diese Köpfe durch ebenfalls aus schmiedbarem Gusseisen hergestellte Bogenstücke (Fig. 7, Taf. XLI) mittels Ankerschrauben verbunden werden, wie in Fig. 3 bis 5, Taf. XLI, zu ersehen. Diese Stücke aus schmiedbarem Guss haben überall eine lichte Weite von nicht ganz 100 *mm* und 5 bis 6 *mm* Wandstärke.

Der zweitheilige Planrost wird zum Theil mit feuerfesten Ziegeln überwölbt, wie in Fig. 1 und 2, Taf. XLI, gezeichnet.

Zur Erzielung völliger Explosionssicherheit ist der Schmidt'sche Kessel mit dem in Fig. 8 im Durchschnitt und in Fig. 1, Taf. XLI, in der Ansicht bei *S* am zugehörigen Rohrstutzen aufgeschraubten Sicherheits-Verschluss, Patent S. Huldschinsky & Söhne, versehen. In dem gusseisernen Gehäuse ist eine mittels Druckschraube niedergehaltene Verschlussplatte aus weichem nicht federndem Flusseisen auf einer Asbestpackung von 3 *mm* Stärke aufliegend angebracht. Durch die Druckschraube wird diese Platte auf die Asbestplatte niedergedrückt und zwar wird in empirischer Weise durch Versuche festgesetzt, wie weit die Platte

durch die Druckschraube anzuspannen ist, damit bei einem bestimmten Dampfdruck (1 bis 2 *at* über dem höchsten zulässigen) die Asbestpackung hinausgetrieben und ihr Gesammtquerschnitt für die Dampfausströmung frei wird, um ein weiteres Ansteigen der Dampfspannung unmöglich zu machen. Der sohin ausströmende Dampf wird vom oberen seitlichen Rohrstutzen des Gehäuses weg in den Feuerraum geleitet, um das Feuer abzulöschen. Nach erfolgtem Abblasen ist eine neue Asbestpackung einzusetzen und die Verschlussplatte umgedreht wieder einzulegen. Sowohl die Druckschraube als auch die Verschlussschrauben des Deckels und der Abschlusshahn werden unter Bleiverschluss (Plombe) gelegt.*)

d) Der Heinekessel. Derselbe ist in Fig. 1 bis 4, Taf. XLII, dargestellt. Er besteht aus einem cylindrischen Oberkessel und zwei damit durch Nietung verbundenen Rohrkammern, deren Innenwände durch schmiedeiserne wie der Oberkessel gegen den Horizont geneigte Rohre von geringem Durchmesser in Verbindung stehen, in welchen das Wasser ungehindert circulirt, indem es durch die Vorderkammer aufsteigt, durch den geneigten Oberkessel zurückläuft, durch die Hinterkammer sich wieder in die Wasserrohre vertheilt und darin gegen den Rost zu aufsteigt, um wieder in die Vorderkammer zu gelangen u. s. f. Die geschlossenen Wassermassen der Rohrkammern bieten hierbei der freien Circulation des Wassers keinerlei Widerstand.

Die obere Hälfte des Oberkessels bildet den Dampfraum und alles übrige ist Wasserraum. Die Heizgase ziehen in der Richtung der Pfeile zwischen den Rohren und dann zwischen diesen und dem Oberkessel und endlich nach abwärts zum Fuchs hin, innerhalb des Raumes, welcher durch die Rohrwände der beiden Rohrkammern und die beiden bis zur Feuerlinie des Oberkessels reichenden Seitenmauern eingeschlossen ist, vorn in aufsteigender, rückwärts in abfallender Richtung. Zum Befahren des cylindrischen Kessels ist an dem rückwärtigen Boden desselben ein Mannloch vorhanden; ferner befindet sich jedem Wasserrohr gegenüber in den beiden Außenwänden der Rohrkammern je ein Putzloch. Die beiden flachen Wände jeder Rohrkammer sind zur Absteifung durch hohle Stehbolzen gegenseitig verankert.

*) Über commissionell vorgenommene Explosionsversuche mit dem Wasserrohrkessel von Schmidt und S. Huldschinsky & Söhne (Röhren-Walzwerk, Bahnhof Gleiwitz), welche dessen völlige Sicherheit erweisen, sind ausführliche Mittheilungen in der Zeitschrift des Vereines deutscher Ingenieure, Bd. XXX, S. 361, und in Glaser's Annalen, Bd. XXI, Heft 1 und 5, enthalten.

Die Rohr- und Ankeraustheilung ist aus Fig. 138, Text, zu ersehen. In allen Fällen ist der äußere Rohrdurchmesser α^1 der Wasserröhren gleich 89 *mm* und der Durchmesser α^2 der Zugangslöcher in der Außenwand der Kammern gleich 94 *mm*. Die hohlen Stehbolzen haben

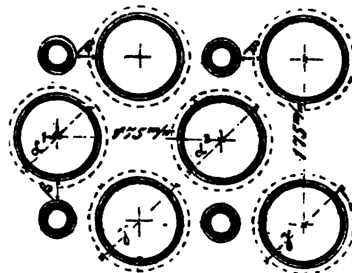
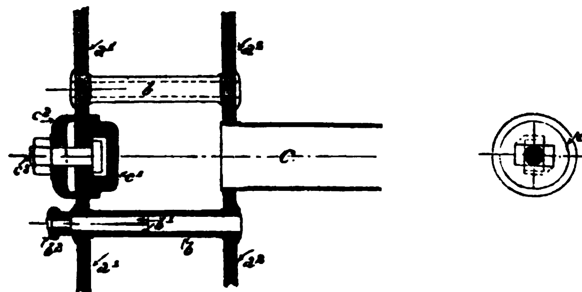


Fig. 138. Rohraustheilung des Heine-Kessels.

40 *mm* äußeren und 20 *mm* inneren Durchmesser und der Kerndurchmesser des Gewindes beträgt 36 *mm*. In Hinsicht auf die constructive Sicherheit der Außenwand ist die geringste Breite β zwischen Handloch und Stehbolzen gleich 20 *mm*.

Die Fig. 139 und 140, Text, zeigen die Detailconstruction der Verschlussdeckel für die Putzlöcher und der Stehbolzen. Letztere sind

Fig. 139. Fig. 140.



Verschlussdeckel und Stehbolzen des Heine-Kessels.

durch von außen lose eingeschobene Stöpsel geschlossen, um während des Betriebes das Eindringen falscher Luft zu verhindern.

Die Flanschen der Verschlussdeckel haben 110 *mm* äußeren Durchmesser (γ, Fig. 138).

Die mittlere Scheidewand der Feuerzüge zwischen den Wasserrohren ist durch gusseiserne Formstücke gebildet, welche zwischen die Rohre eingelegt sind. Der Querschnitt derselben ist in Fig. 141, Text, ersichtlich.

Über dem Anschluss der vorderen Rohrkammer an den Oberkessel ist in letzterem eine geneigt liegende Platte (Ablenkungsplatte) angebracht, welche die beabsichtigte Bewegung des Wassers durch den Oberkessel, sowie eine rationelle Absonderung des Dampfes begünstigt.

Die Zuführung des Speisewassers erfolgt in den Oberkessel, in welchen das Speiserohr vorn unter der Deflectionsplatte einmündet. Der Ablasshahn befindet sich unten an der rückwärtigen Rohrkammer.

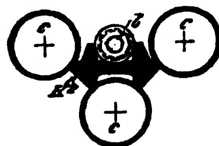


Fig. 141. Gusseiserne Formstücke zur Bildung der Scheidewand der Feuerzüge beim Heine-Kessel.

Die für die Verbrennung erforderliche Luft gelangt zum Theil unter den Rost, zum Theil durch die Hohlräume der Seitenmauern erwärmt über den Rost, um eine möglichst vollkommene Verbrennung zu erzielen.

Auch diese Kessel werden für 10 *at* Überdruck Betriebsdampfspannung gebaut und bieten große Heizfläche bei geringem Raumbedarf.

e) Der Circulations-Wasserrohrkessel, Patent Dürr, Gehre & Cie. Auf Taf. XLIII ist dieser Kessel in Fig. 9 zur Hälfte im Querschnitt, zur Hälfte in der Vorderansicht, in Fig. 10 im Längsschnitt und in Fig. 11 in der Hinteransicht dargestellt. An die zwei cylindrischen Oberkessel ist eine Circulationskammer mittels Stutzen befestigt, in deren Hinterwand die schief liegenden Wasserröhren mit ihrem angeschweißten conischen Verstärkungsring eingepasst sind, wie in Fig. 1 und 2 in größerem Maßstabe gezeichnet. Die Mittelwand der Circulationskammer scheidet den aus den Wasserröhren in den rechtsseitigen Oberkessel aufsteigenden Dampf sammt mitgeführtem Wasser von dem durch die in erstere eingeschobenen, an beiden Enden offenen Circulationsröhren gegen das hintere geschlossene Ende der Wasserrohre fließenden Wasser, welches aus dem linksseitigen Oberkessel herabfließt, wie die Pfeile in Fig. 9

und 10 erkennen lassen. Die Wasserrohre sind am rückwärtigen Ende durch einen mittels Bügel festgehaltenen eingeschliffenen conischen Deckel verschlossen (Fig. 2). Die zugehörigen Theile sind in Fig. 6 bis 8 gesammt dargestellt.

Zum Einbringen der Wasserrohre und der Circulationsrohre ist die Vorderwand der Circulationskammer mit Löchern versehen, welche ebenfalls mit conischen eingeschliffenen Deckeln und Bügeln verschlossen sind (Fig. 2). Die zugehörigen Bestandtheile sind in Fig. 3 bis 5 besonders gezeichnet.

An jedem Oberkessel ist am hinteren tieferliegenden Ende ein Schlamm-Ablasshahn angebracht.

Die Heizgase werden zur Bewegung in der Pfeilrichtung durch Zwischenwände aus Gusseisenplatten gezwungen und letztere dienen zugleich als Stützen für die sonst frei liegenden und in ihrer Längenausdehnung durch nichts gehinderten Wasserrohre.

Der sich in dem rechtsseitigen Oberkessel entwickelnde Dampf zieht durch den rückwärtigen Verbindungsstutzen zum linksseitigen Oberkessel und aus diesem durch das Dampfventil in die Dampfrohrleitung.

Das Speiserohr mündet durch das am vorderen Boden des rechtsseitigen Oberkessels nebst einem Absperrventil angeschlossene selbstthätige Speiseventil in diesen Oberkessel.

An jedem Oberkessel ist vorne ein Wasserstandsglas und hinten ein Mannloch angebracht.

Diese Kessel werden von der Röhrenkesselfabrik Dürr, Gehre & Cie. in Mödling bei Wien als Specialität für die insbesondere bei den neueren Dreifach-Expansions-Dampfmaschinen erforderlichen hohen Dampfspannungen bis 12 *at* Überdruck gebaut. Die Hauptdimensionen derselben enthält nachstehende Tabelle.

Die schmiedeisernen Wasserrohre haben sämmtlich 100 *mm* inneren und 108 *mm* äußeren Durchmesser. Die Durchmesser der Oberkessel richten sich nach den Betriebserfordernissen, in der Weise, dass bei Kesseln, die einer unregelmäßigen Dampfentnahme gewachsen sein sollen, Oberkessel von entsprechend größerem Durchmesser aufgelegt werden, als in der Tabelle angegeben ist. Der Circulations-Röhrenkessel vereinigt hierdurch die Vortheile eines Großwasserraumkessels mit jenen eines guten Wasserrohrkessels. Durch den langen Weg, welchen der Dampf in den Oberkesseln zurückzulegen hat, wird es ermöglicht, dass die Kessel bei einer

Verdampfung von 16 *kg* Wasser pro 1 m^2 Heizfläche einen ausnahmsweise trockenen Dampf liefern.*)

Tabelle für Circulations-Röhrenkessel, Patent Dürr, Gehre & Cie.

Heizfläche m^2	Rohre Anzahl	Rohre Länge *m*	Oberkessel Anzahl	Oberkessel Durchm. *m*	Oberkessel Länge *m*
16	11	3,55	1	0,6	4,62
20	14	3,55	1	0,6	4,65
25	18	3,55	1	0,7	4,65
30	22	3,55	1	0,7	4,65
37	28	3,55	1	0,8	4,68
42	28	4	1	0,8	5,13
49	33	4	1	0,9	5,13
58	39	4	1	0,9	5,16
66	45	4	1	0,9	5,16
75	51	4	1	1	5,17
87	60	4	1	1	5,2
97	67	4	1	1,1	5,2
109	76	4	1	1,1	5,24
121	84	4	1	1,2	5,24
73	48	4	2	0,8	5,13
87	57	4	2	0,9	5,16
95	63	4	2	0,9	5,16
105	69	4	2	1	5,17
121	81	4	2	1	5,2
132	88	4	2	1,1	5,2
142	95	4	2	1,1	5,2
160	108	4	2	1,2	5,24
171	116	4	2	1,2	5,24
183	124	4	2	1,3	5,25
194	132	4	2	1,3	5,25
230	140	4,5	2	1,3	5,77
247	149	4,5	2	1,4	5,77
260	158	4,5	2	1,4	5,77
275	167	4,5	2	1,5	5,78

f) Der Dampfkessel zu Hoffmeisters Patent Dampfmotor. Derselbe ist auf Taf. XLIV im Zusammenhang mit der

*) In der Heizversuchsstation in München wurde bei einer Verdampfung von 16,1 *kg* Wasser pro 1 m^2 Heizfläche eine Dampffeuchtigkeit von nur 0,0867 % ermittelt.

zugehörigen Dampfmaschine dargestellt. Ein gusseiserner Kasten enthält den Rost in dem mit feuerfestem Material ausgefütterten Feuerraum und trägt oben aufgesetzt den Dampfkessel E in dessen rechteckiger, nach abwärts ausgebauchter Bodenplatte F die eigenthümlich gebogenen, an beiden Enden offenen Wasserrohre befestigt sind. In diesen Rohren tritt während des Betriebes eine lebhafte Circulation des Wassers ein, welche in Fig. 1, in dem im Durchschnitt gezeichneten Rohre durch Pfeile angedeutet ist. Als Deckplatte des Kessels dient nebst den zum Kesselputzen abhebbaren Platten L L_1 über den Putzlöchern, der gusseiserne Untersatz H für die Dampfmaschine, welcher zugleich den Dom oder Dampfsammler bildet, in den der Dampfcylinder I hineinhängt. Der von der Maschine abziehende Dampf wird in einen seitwärts stehenden Oberflächen-Condensator geleitet, dort durch fortwährendes fließendes Kühlwasser condensiert und aus dem Condensationsraum als warmes Wasser durch ein Filter eines offenen Gefäßes geleitet, aus welchem dasselbe mittels der Speisepumpe wieder in den Kessel gepumpt wird. Wie in Fig. 2 ersichtlich, wird die verticale Speisepumpe vom Steuerungsexcenter angetrieben und das Wasser durch das in Fig. 1 unten abgebrochen gezeichnete Speiserohr, welches am unteren Ende in die horizontale Richtung abgebogen fortzusetzen ist, von oben in den Wasserraum geleitet. Es kommt somit fast ausschließlich destilliertes Wasser zur Speisung des Kessels zur Anwendung und wird sich daher zumindest nur geringfügige Kesselsteinbildung zeigen. Zum Ersatz des durch Undichtheit verloren gehenden Dampfes und verdunstenden warmen Wassers wird auch aus dem Kühlgefäß des Condensators durch einen kleinen Hahn Wasser (Zuschusswasser) in einen darunter befindlichen Trichter und hiedurch in das Warmwasserrohr, und mit dem Warmwasser aus dem Condensationsraum, gemeinsam zum Filter geleitet, damit der continuirlich wirkenden Speisepumpe stets soviel Wasser zufließt, als zur Speisung des Kessels erforderlich ist, um den Wasserstand auf gleicher Höhe zu erhalten.

Die auf Taf. XLIV gezeichnete Ausführung enthält einen aus ⊔ Eisen geschweißten Rahmen, an welchen die Rohrwand angenietet ist. Bei den neuesten Ausführungen ist die Rohrwand mit dem Rahmen durch Schweißung verbunden. Es besteht also der ganze Kessel aus einem geschweißten soliden kastenförmigen Stück, in dessen untere Wand die Hoffmeister'schen Wasserrohre eingedichtet und in dessen obere Wand über den Mündungen der Wasserrohre hinten und vorne, durch aufgeschraubte Deckel verschlossene Öffnungen ausgespart sind, durch welche sämmtliche Rohre, sowie der ganze Innenraum des Kessels bequem zugänglich werden.

g) Der Dampfkessel zu Friedrich's Dampfmotor. Der kofferförmige Kessel E ruht ebenfalls auf einem mit Chamotte ausgefütterten gusseisernen Untersatz, wie in Fig. 9, Taf. XXXIII, ersichtlich. In letzteren hängen die durch die Bodenplatte hervortretenden Field'schen Rohre F frei hinab. Der Rost a ist gegen die Feuerbrücke zu geneigt und das Brennmaterial wird durch den Einwurftrichter b aufgegeben. Der Aschenfall ist durch eine Thüre c verschließbar. d ist das Rauchabzugsrohr. Die Dampfmaschine G ist bei kleineren Kesseln auf diesen selbst montiert, wie hier gezeichnet. Der Dampfcylinder g hängt im Dampfdom e. Der vom Cylinder abziehende Dampf geht in den Oberflächencondensator h und das abfließende Condensationswasser wird durch die Speisepumpe wieder dem Kessel zugeführt. Der Feuerregulator i öffnet, sobald die Dampfspannung über das zulässige Maß steigt, den Luftzuführungscanal m, und die eintretende kalte Luft dämpft das Feuer.

5. Dimensionsbestimmung. Für die Bestimmung des Durchmessers und der Länge eines Kessels oder seiner Theile sind örtliche Verhältnisse maßgebend.

Die Berechnung der Heizfläche, d. i. der von den Heizgasen bestrichenen Kesseloberfläche auf Grund der Durchmesser und Längen erfolgt nach folgenden in Österreich auch amtlich zur Berechnung der Heizfläche angewendeten Formeln, mit Abrundung auf Zehntel Quadratmeter u. zw.:

a) Für einen einfachen Cylinderkessel vom Durchmesser D und der Länge L in Meter ist die Heizfläche F in Quadratmeter

$$F = 2 \,.\, D \,.\, L \qquad (363$$

b) Für einen Oberkessel mit einem Unterkessel vom Durchmesser D_1 und der Länge L_1 und dem Durchmesser D und der Länge L des Oberkessels ist die Heizfläche

$$F = 2 \,.\, D \,.\, L + 3 \,.\, D_1 \,.\, L_1 \qquad (364$$

c) Für einen Oberkessel mit zwei Unterkesseln mit den vorstehenden Dimensionen

$$F = 2 \,.\, D \,.\, L + 6 \,.\, D_1 \,.\, L_1 \qquad (365$$

d) Für einen Einflammrohrkessel vom äußeren Durchmesser D und der Länge L mit einem Flammrohr vom Durchmesser D_1 ist die Heizfläche

$$F = 2 \,.\, D \,.\, L + 3 \,.\, D_1 \,.\, L \qquad (366$$

e) Für einen Zweiflammrohrkessel mit den vorstehenden Dimensionen

$$F = 2 \,.\, D \,.\, L + 6 \,.\, D_1 \,.\, L \qquad (367$$

f) Für einen liegenden Röhrenkessel vom äußeren Durchmesser D und der Länge L mit n Siederohren vom inneren Durchmesser d ist die Heizfläche

$$F = 2 . D . L + 3 . n . d . L \qquad (368$$

Für die Heizfläche F der elliptischen Flammenkammer der *Fairbairn*-Kessel von der Länge L, deren Halbachsen a und b sind, kann man sich mit für die Praxis genügender Annäherung der folgenden Formel bedienen:

$$F = 3 \, (a + b) . L \qquad (369$$

Ist die Größe der Heizfläche bestimmt, so ergibt sich daraus die stündliche Dampfproduction und umgekehrt, wenn eine bestimmte Dampfproduction vorgeschrieben ist, aus dieser die erforderliche Größe der Heizfläche.*)

Bezeichnet

F die Heizfläche in Quadratmeter,

S die totale Dampfproduction pro Stunde in Kilogramm,

s die pro 1 m^2 Heizfläche und Stunde erzeugte Dampfmenge in Kilogramm,

so ist

$$S = F . s \qquad (370$$

$$F = \frac{S}{s} \qquad (371^{**})$$

und man kann nehmen

a) für ökonomischen Betrieb

$$s = 12 \text{ bis } 15 \qquad (372$$

*) In der Praxis ist auch die Bezugnahme auf die effective Leistung einer vom Kessel zu versorgenden Dampfmaschine bei Bestimmung der Heizfläche gebräuchlich und rechnet man gewöhnlich 1 bis 1,5 bis 2 m^2 Heizfläche für 1 e Nutzleistung je nach dem System und der Größe der Dampfmaschinen, u. zw. 1 m^2 bei großen Maschinen mit Condensation und 2 m^2 bei kleinen Maschinen ohne Condensation (Auspuffmaschinen), also z. B. bei den Motoren für das Kleingewerbe.

Bei Locomobilkesseln rechnet man 1 bis 1,5 m^2 Heizfläche für 1 e Nutzleistung und bei Locomotivkesseln 0,6 bis 0,8 m^2.

**) Bei Bestimmung der Heizfläche nach der vorgeschriebenen stündlichen Dampfproduction wird man letztere dem Dampfverbrauch entsprechend festsetzen, welchen die zu betreibende Dampfmaschine ꝛc. ausweist und zu dem so ausgewiesenen Dampfverbrauch noch 10 bis 15 % für Condensationswasser in den Dampfleitungsröhren und im Dampfmantel der Dampfmaschine zuschlagen müssen, ersteres bei größerem, letzteres bei kleinerem Dampfverbrauch.

b) für gewöhnlichen Betrieb

$s = 18$ bis 20 . . . . (373

c) für forcierten Betrieb

$s = 25$ bis 30 . . . . (374

Die günstigste Ausnützung der Heizkraft des Feuerungsmaterials, also die günstigste Wärmeausnützung wird dann erzielt, wenn die Heizfläche verhältnismäßig so groß ist, dass die Temperatur der zum Schornstein abziehenden Rauchgase nur so hoch ist, als eben noch zur Erzielung des erforderlichen Zuges erforderlich erscheint. Diese Bedingung führt auf eine mäßige Dampfentwicklung pro 1 m^2 der Heizfläche. Dem entgegen stehen die bei größerer Heizfläche ebenfalls größeren Kosten der Kesselanlage und somit höheren Quoten der Verzinsung und Amortisation. Erfahrungsgemäß wird diesen beiden Bedingungen des ökonomischen Betriebes am besten durch eine Dampferzeugung pro 1 m^2 Heizfläche entsprochen, welche sich dem kleineren Werte in Gl. (372) möglichst nähert. Bei liegenden Röhrenkesseln, Tischbeinkesseln, Locomobilkesseln und Wasserrohrkesseln wird bei $s = 20$ bereits Wasser vom Dampfe mitgerissen und muss deshalb die Verdampfung pro 1 m^2 und Stunde niedriger gehalten werden, also für Röhrenkessel, Tischbeinkessel und Wasserrohrkessel höchstens

$s = 13$ bis 16 . . . . (375

und insbesondere für Locomobilkessel

$s = 10$ bis 12 . . . . (376

Ist erfahrungsgemäß festgestellt, welche Wassermenge m in Kilogramm oder Liter mit 1 kg des zu verwendenden Brennmateriales bei dem in Betracht stehenden Kesselsystem verdampft wird, so ergibt sich aus der geforderten stündlichen Dampfproduction S das pro Stunde erforderliche Quantum von Brennmaterial, also die pro Stunde erforderliche Steinkohlenmenge bei Steinkohlenfeuerung und wenn diese mit K bezeichnet, so ist

$$K = \frac{S}{m} \quad \ldots \ldots \ldots \ldots \quad (377$$

und man kann nehmen

a) für Kohle geringer Qualität, bei wenig ökonomischen Kesselanlagen und kleinen Kesseln mit geringer Ausnützung der Heizgase

$m = 5$ bis 6 . . . . (378

b) für gewöhnliche Kohle bei mittelguten Kesselanlagen und mittelgroßen Kesseln mit besserer Ausnützung der Heizgase

$m = 7$ . . . . (379

c) für gute Kohle und ein ökonomisches Kesselsystem bei großer Heizfläche und vortheilhaftester Ausnützung der Heizgase

$m = 8$ bis 10,5 . . . . (380

Bezeichnet ferner für einen Planrost

R die Rostfläche in Quadratmeter,

k die pro Stunde auf 1 m^2 Rostfläche verbrannte Kohlenmenge in Kilogramm,

K die totale pro Stunde verbrannte Kohlenmenge in Kilogramm,

so ergibt sich

$$R = \frac{K}{k} \qquad (381$$

und man kann nehmen

a) für kleine Kessel oder geringe Inanspruchnahme größerer Kessel

$k = 50$ bis 60 . . . . (382

b) für mittelgroße Kessel und normale Inanspruchnahme

$k = 60$ bis 80 . . . . (383

c) für mittelgroße Kessel bei forciertem Betrieb oder bei geringwerthigem Brennmaterial und für große Kessel überhaupt

$k = 80$ bis 120 . . . . (384

Zufolge der Ergebnisse zahlreicher Verdampfungsversuche bei mittelgroßen und großen Kesseln ist die Feuerung auf Planrosten mit guter Steinkohle ökonomisch am günstigsten, für

$k = 70$ bis 80 *kg* . . . . (385

Durch Verbindung der vorstehenden Gleichungen erhält man auch das Verhältnis der Rostfläche zur Heizfläche

$$\frac{R}{F} = \frac{s}{m \, . \, k} \qquad (386$$

welches in der Praxis bei Notierung der Hauptdimensionen einer Kesselanlage gewöhnlich mit angegeben wird.

Mit den einem gewöhnlichen, nicht besonders ökonomisch günstigen Betriebe entsprechenden Werthen:

$$s = 20; \; m = 7; \; k = 60$$

ergibt sich

$$\frac{R}{F} = \frac{1}{21} \text{ oder } \frac{F}{R} = 21 \qquad (387$$

und für die einem ökonomisch günstigeren Betriebe entsprechenden Werte:

$$s = 15; \; m = 8; \; k = 80$$

erhält man

$$\frac{R}{F} = \frac{1}{42,7} \text{ oder } \frac{F}{R} = 42,7 \quad \ldots\ldots\ldots\ldots \quad (388$$

und man kann sohin sagen, dass mit dem Wachsen des Verhältnisses der Heizfläche zur Rostfläche auch die Ökonomie des Betriebes gesteigert wird.

Die Größe der Rostfläche R ist anderseits durch seine Abmessungen bestimmt.

Bezeichnet
l die Länge des Rostes in Meter,
b die Breite des Rostes in Meter,
R die Rostfläche in Quadratmeter,
so ist

$$R = b \cdot l \quad \ldots\ldots\ldots\ldots\ldots\ldots \quad (389$$

und man macht mit Rücksicht auf die Schwierigkeit der Bedienung langer Roste gewöhnlich

$$l \gtreqless 1,9\ m \quad \ldots\ldots\ldots\ldots\ldots\ldots \quad (390$$

und geht nur ganz ausnahmsweise bis

$$l = 2,2\ m \quad \ldots\ldots\ldots\ldots\ldots\ldots \quad (391$$

wobei man unter Voraussetzung gewöhnlicher Roststäbe am Planrost bis $l = 0,7$ bis $1\ m$ eine Reihe Roststäbe gleicher Länge anwendet, bei längeren Rosten aber zwei oder drei Roststäbe hintereinander anbringt.

1. Beispiel. Ein Tenbrink-Kessel nach Fig. 3, Taf. XXIX, erhält $82\ m^2$ Heizfläche. Wie groß wird die Rostfläche hiefür zu nehmen sein, wenn gute Kohle und ökonomischer Betrieb vorausgesetzt werden?

Nimmt man nach Gl. (372 für ökonomischen Betrieb mit Rücksicht auf eine in der Folge steigerungsfähige Dampferzeugung die pro $1\ m^2$ Heizfläche und Stunde erzeugte Dampfmenge

$$s = 12\ kg$$

ferner für die in Betracht stehende Qualität des Brennmaterials im Hinblick auf das vorhandene sehr ökonomische Kesselsystem mit Tenbrink-Feuerung nach Gl. (380 die pro $1\ kg$ Kohle verdampfte Wassermenge

$$m = 10\ kg$$

und endlich für die bei dieser Feuerung mit Überluft unbedenklich zulässige geringe Inanspruchnahme, die pro Stunde auf $1\ m^2$ Rostfläche verbrannte Kohlenmenge nach Gl. (382

$$k = 50\ kg$$

so erhält man aus Gl. (386 das Verhältnis der Rostfläche zur Heizfläche

$$\frac{R}{F} = \frac{s}{m \cdot k} = \frac{12}{10 \cdot 50} = \frac{1}{41,67}$$

und mithin die Größe der Rostfläche

$$R = \frac{1}{41,67} \cdot F = \frac{82}{41,67} = 1,968 \backsim 2\ m^2$$

2. **Beispiel.** Wie groß ist die stündliche Dampfproduction bei dem im vorstehenden 1. Beispiele behandelten Tenbrink-Kessel bei normalem Betriebe, und wie groß der entsprechende Kohlenverbrauch pro Stunde, pro Tag à 10 Arbeitsstunden und pro Jahr à 300 Arbeitstage?

Man erhält mit den im vorstehenden 1. Beispiele der Rechnung zu Grunde liegenden Werten die Dampfproduction nach Gl. (370

$$S = F \,.\, s = 82 \,.\, 12 = 984 \; kg$$

womit nach Gl. (377 die pro Stunde erforderliche Kohlenmenge

$$K = \frac{S}{m} = \frac{984}{10} = 98{,}4 \; kg$$

somit die Kohlenmenge pro Tag

$$10 \,.\, K = 984 \; kg$$

und endlich die Kohlenmenge pro Jahr

$$300 \,.\, 10 \,.\, K = 300 \,.\, 984 = 295200 \; kg = 295{,}2 \; t$$

und wenn 10 *t* auf einen Lowri Eisenbahnfracht gerechnet werden, so ergeben sich rund 30 Lowri für einen solchen Dampfkessel.

3. **Beispiel.** Wie lang müssen die Roststäbe bei dem im vorstehenden 1. Beispiele behandelten Tenbrink-Kessel werden, wenn der Rost in zwei Feuerrohren von je 800 *mm* Durchmesser untergebracht wird?

Es ist die Größe der Rostfläche

$$R = 2 \; m^2$$

und weil die Rostfläche, welche in einem Feuerrohr unterzubringen ist, 800 *mm* oder 0,8 *m* breit ist, so ist die ganze Breite beider Rosthälften zusammen genommen

$$b = 2 \,.\, 0{,}8 = 1{,}6 \; m$$

und demnach wird die Länge des Rostes nach Gl. (389

$$l = \frac{R}{b} = \frac{2}{1{,}6} = 1{,}25 \; m$$

also auch die Länge der Roststäbe 1,25 *m*.

4. **Beispiel.** Für einen Zweiflammrohrkessel von 67 m^2 Heizfläche, dessen Flammrohre 750 *mm* lichten Durchmesser erhalten, ist die Länge der Roste anzugeben.

Es werde ein gewöhnlicher Betrieb mit der stündlichen Dampfproduction pro 1 m^2 nach Gl. (373

$$s = 18 \; kg$$

und ferner gute Kohle vorausgesetzt, welche die pro 1 *kg* Kohle verdampfte Wassermenge bei diesem ökonomischen Kesselsysteme nach Gl. (380

$$m = 8 \; kg$$

erreichen läßt; endlich soll die Inanspruchnahme des Kessels hierbei eine normale sein und sohin, weil hier ein Kessel mittlerer Größe in Betracht steht, die pro Stunde auf 1 m^2 verbrannte Kohlenmenge nach Gl. (385

$$k = 75 \; kg$$

betragen.

Es ergibt sich nun für die Heizfläche

$$F = 67 \; m^2$$

nach Gl. (386 das Verhältnis der Rostfläche zur Heizfläche

$$\frac{R}{F} = \frac{s}{m\,k} = \frac{18}{8 \,.\, 75} = \frac{1}{33{,}3}$$

erhält man

$$\frac{R}{F} = \frac{1}{42{,}7} \text{ oder } \frac{F}{R} = 42{,}7 \quad \text{. . . . . (388}$$

und man kann sohin sagen, dass mit dem Wachsen des Verhältnisses der Heizfläche zur Rostfläche auch die Ökonomie des Betriebes gesteigert wird.

Die Größe der Rostfläche R ist anderseits durch seine Abmessungen bestimmt.

Bezeichnet

l die Länge des Rostes in Meter,

b die Breite des Rostes in Meter,

R die Rostfläche in Quadratmeter,

so ist

$$R = b \, . \, l \quad \text{. (389}$$

und man macht mit Rücksicht auf die Schwierigkeit der Bedienung langer Roste gewöhnlich

$$l \lesseqgtr 1{,}9 \; m \quad \text{. . . . . (390}$$

und geht nur ganz ausnahmsweise bis

$$l = 2{,}2 \; m \quad \text{. . . . . (391}$$

wobei man unter Voraussetzung gewöhnlicher Roststäbe am Planrost bis $l = 0{,}7$ bis $1 \; m$ eine Reihe Roststäbe gleicher Länge anwendet, bei längeren Rosten aber zwei oder drei Roststäbe hintereinander anbringt.

1. Beispiel. Ein Tenbrink-Kessel nach Fig. 3, Taf. XXIX, erhält $82 \; m^2$ Heizfläche. Wie groß wird die Rostfläche hiefür zu nehmen sein, wenn gute Kohle und ökonomischer Betrieb vorausgesetzt werden?

Nimmt man nach Gl. (372 für ökonomischen Betrieb mit Rücksicht auf eine in der Folge steigerungsfähige Dampferzeugung die pro $1 \; m^2$ Heizfläche und Stunde erzeugte Dampfmenge

$$s = 12 \; kg$$

ferner für die in Betracht stehende Qualität des Brennmaterials im Hinblick auf das vorhandene sehr ökonomische Kesselsystem mit Tenbrink-Feuerung nach Gl. (380 die pro $1 \; kg$ Kohle verdampfte Wassermenge

$$m = 10 \; kg$$

und endlich für die bei dieser Feuerung mit Überluft unbedenklich zulässige geringe Inanspruchnahme, die pro Stunde auf $1 \; m^2$ Rostfläche verbrannte Kohlenmenge nach Gl. (382

$$k = 50 \; kg$$

so erhält man aus Gl. (386 das Verhältnis der Rostfläche zur Heizfläche

$$\frac{R}{F} = \frac{s}{m \, . \, k} = \frac{12}{10 \, . \, 50} = \frac{1}{41{,}67}$$

und mithin die Größe der Rostfläche

$$R = \frac{1}{41{,}67} \, . \, F = \frac{82}{41{,}67} = 1{,}968 \backsim 2 \; m^2$$

2. Beispiel. Wie groß ist die stündliche Dampfproduction bei dem im vorstehenden 1. Beispiele behandelten Tenbrink-Kessel bei normalem Betriebe, und wie groß der entsprechende Kohlenverbrauch pro Stunde, pro Tag à 10 Arbeitsstunden und pro Jahr à 300 Arbeitstage?

Man erhält mit den im vorstehenden 1. Beispiele der Rechnung zu Grunde liegenden Werten die Dampfproduction nach Gl. (370

$$S = F \,.\, s = 82 \,.\, 12 = 984 \, kg$$

womit nach Gl. (377 die pro Stunde erforderliche Kohlenmenge

$$K = \frac{S}{m} = \frac{984}{10} = 98{,}4 \, kg$$

somit die Kohlenmenge pro Tag

$$10 \,.\, K = 984 \, kg$$

und endlich die Kohlenmenge pro Jahr

$$300 \,.\, 10 \,.\, K = 300 \,.\, 984 = 295200 \, kg = 295{,}2 \, t$$

und wenn 10 t auf einen Lowri Eisenbahnfracht gerechnet werden, so ergeben sich rund 30 Lowri für einen solchen Dampfkessel.

3. Beispiel. Wie lang müssen die Roststäbe bei dem im vorstehenden 1. Beispiele behandelten Tenbrink-Kessel werden, wenn der Rost in zwei Feuerrohren von je 800 mm Durchmesser untergebracht wird?

Es ist die Größe der Rostfläche

$$R = 2 \, m^2$$

und weil die Rostfläche, welche in einem Feuerrohr unterzubringen ist, 800 mm oder 0,8 m breit ist, so ist die ganze Breite beider Rosthälften zusammen genommen

$$b = 2 \,.\, 0{,}8 = 1{,}6 \, m$$

und demnach wird die Länge des Rostes nach Gl. (389

$$l = \frac{R}{b} = \frac{2}{1{,}6} = 1{,}25 \, m$$

also auch die Länge der Roststäbe 1,25 m.

4. Beispiel. Für einen Zweiflammrohrkessel von 67 m^2 Heizfläche, dessen Flammrohre 750 mm lichten Durchmesser erhalten, ist die Länge der Roste anzugeben.

Es werde ein gewöhnlicher Betrieb mit der stündlichen Dampfproduction pro 1 m^2 nach Gl. (373

$$s = 18 \, kg$$

und ferner gute Kohle vorausgesetzt, welche die pro 1 kg Kohle verdampfte Wassermenge bei diesem ökonomischen Kesselsysteme nach Gl. (380

$$m = 8 \, kg$$

erreichen läßt; endlich soll die Inanspruchnahme des Kessels hierbei eine normale sein und sohin, weil hier ein Kessel mittlerer Größe in Betracht steht, die pro Stunde auf 1 m^2 verbrannte Kohlenmenge nach Gl. (385

$$k = 75 \, kg$$

betragen.

Es ergibt sich nun für die Heizfläche

$$F = 67 \, m^2$$

nach Gl. (386 das Verhältnis der Rostfläche zur Heizfläche

$$\frac{R}{F} = \frac{s}{m\,k} = \frac{18}{8 \,.\, 75} = \frac{1}{33{,}3}$$

mithin die Rostfläche

$$R = \frac{F}{33,3} = \frac{67}{33,3} = 2,01 \backsim 2\ m^2$$

und da die Rostbreite in jedem Flammrohr dem Durchmesser des letzteren gleich ist und zwei Flammrohre vorhanden sind, so ist die totale Rostbreite

$$b = 2\ .\ 0,75 = 1,5\ m$$

also die Rostlänge

$$l = \frac{R}{b} = \frac{2}{1,5} = 1,33 \backsim 1,35\ m$$

5. Beispiel. Es sind die Rostdimensionen für einen zweitheiligen Planrost zu einem liegenden Röhrenkessel von 120 m^2 Heizfläche mit 2 m äußerem Durchmesser zu bestimmen.

Es werde ein ökonomischer Betrieb vorausgesetzt und mithin nach Gl. (375

$$s = 15\ kg$$

angenommen, ferner gute Kohle in Betracht gezogen, welche bei diesem Kesselsystem nach Gl. (380

$$m = 8\ kg$$

erreichen läſst und endlich im Hinblick auf die große Heizfläche

$$F = 120\ m^2$$

nach Gl. (385

$$k = 80\ kg$$

angenommen. Hiermit ergibt die Gl. (386 das Verhältnis

$$\frac{R}{F} = \frac{s}{m\ .\ k} = \frac{15}{8\ .\ 80} = \frac{1}{42,67}$$

also die Größe der Rostfläche

$$R = \frac{F}{42,67} = \frac{120}{42,67} = 2,81\ m^2$$

Wählt man nun die Dicke der Zwischenmauer zur Theilung der Roste einen halben Ziegel, also rund 150 mm und im Hinblick auf die Skizze, Fig. 118, Text, die ganze Rostbreite sammt der Zwischenmauer etwas kleiner als den Kesseldurchmesser, etwa 1650 mm, so ergibt sich die Rostbreite mit Ausschluſs der Zwischenmauer

$$b = 1650 - 150 = 1500\ mm = 1,5\ m$$

und hiefür die Rostlänge aus Gl. (281

$$l = \frac{R}{b} = \frac{2,81}{1,5} = 1,87 \backsim 1,9\ m$$

welche zufolge der Gl. (390 beibehalten werden kann.

Die Größe der Sicherheitsventile war früher gesetzlich vorgeschrieben, gegenwärtig aber ist sie sowohl in Österreich als in Deutschland dem Ermessen des Kesselfabrikanten anheim gegeben.*)

---

*) Nach den Ergebnissen der letzten Versuche des seither verstorbenen Professors Freiherr v. Burg in Wien können die Sicherheitsventile unserer Ausführung und Größe niemals allen Dampf ausströmen lassen, welcher bei normalem Betrieb und sonst geschlossenen Ventilen erzeugt wird und viel weniger jenen, welcher sich bei ge-

Wenn wir uns die Frage vorlegen, welche neuen Anhaltspunkte wir für die Bestimmung der Größe der Sicherheitsventile haben, so finden wir die berechtigte Forderung praktisch zweckmäßiger Werte für das **Hebelverhältnis** und die **Größe des Belastungsgewichtes** am Hebelende.

Das **Hebelverhältnis** bewegt sich in der Praxis innerhalb der Grenzen, mit den Bezeichnungen nach Fig. 69, Text,

$$\frac{b}{a} = 7 \text{ bis } 11 \quad \ldots\ldots\ldots\ldots (392$$

wobei der größere Wert schon unpassend lange, daher stark federnde Hebel ergibt und deshalb

$$\frac{b}{a} = 10 \quad \ldots\ldots\ldots\ldots (393$$

nicht überschritten werden soll.

Um nun mit Rücksicht auf die Handhabung des Belastungsgewichtes eine praktisch zweckmäßige Größe desselben zu erhalten, legen wir ferner unserer Dimensionsbestimmung für die Sicherheitsventile den totalen Dampfdruck auf die mittlere Druckfläche des Sicherheitsventiles zu Grunde, und lassen denselben mit der Größe der Heizfläche und zwar wieder aus praktischen Gründen mit der Quadratwurzel aus der Heizfläche proportional wachsen.

Wir erhalten sonach mit Bezug auf Fig. 69, Text, wenn
d den mittleren Durchmesser des Sicherheitsventiles in Centimeter,
p den Dampfüberdruck oder die effective Dampfspannung in Atmosphären,
F die Heizfläche in Quadratmeter, und
k eine Constante
bezeichnet:

$$\frac{\pi}{4} \cdot d^2 \cdot p = k \cdot \sqrt{F} \quad \ldots\ldots\ldots\ldots (394$$

---

steigerter Wärmezuführung ergeben kann. Es können demnach die Sicherheitsventile nur als Warnungszeichen für den Heizer dienen, um denselben aufmerksam zu machen, dass die höchste zulässige Dampfspannung erreicht ist, indem selbe bei dieser Dampfspannung abblasen und hierbei ein weithin vernehmbares Zischen verursachen, welches um so heftiger wird, je mehr die Dampfspannung die zulässige Grenze überschreitet.

Ist aber das Sicherheitsventil nur als solches Warnungszeichen aufzufassen, so ist seine Größe gleichgiltig und man findet auch thatsächlich schon sehr große Kessel mit sehr kleinen Sicherheitsventilen ausgerüstet.

woraus sich die mittlere Druckfläche des Sicherheitsventiles ergibt

$$\left(\frac{\pi}{4} \cdot d^2\right) = \frac{k}{p} \cdot \sqrt{F} \quad \ldots \ldots \ldots \ldots (395$$

Man erhält hiermit den gegenwärtig gestellten berechtigten Anforderungen des Betriebes entsprechend gute Verhältnisse innerhalb der Grenzen der Dampfspannungen

$$p = 6 \text{ bis } 12 \; at \quad \ldots \ldots \ldots \ldots (396$$

wenn man nimmt

$$k = 24 \quad \ldots \ldots \ldots \ldots (397$$

womit sich die mittlere Druckfläche ergibt

$$\left(\frac{\pi}{4} \cdot d^2\right) = \frac{24}{p} \cdot \sqrt{F} \quad \ldots \ldots \ldots \ldots (398$$

und hieraus wird der mittlere Ventildurchmesser

$$d = \sqrt{\frac{4}{\pi}} \cdot \sqrt{\frac{24}{p} \cdot \sqrt{F}} \quad \ldots \ldots \ldots \ldots (399$$

Man kann jedoch auch für die Berechnung des Ventildurchmessers d den Vorgang einschlagen, dass man ohne Rücksicht auf die Größe der Heizfläche von vornherein einen bestimmten praktisch zweckmäßigen Wert für das Belastungsgewicht G_2 annimmt, dann ergibt sich der mittlere Ventildurchmesser mit den Bezeichnungen nach Gl. (410, aus der Gleichung

$$\left(\frac{\pi}{4} \cdot d^2\right) = \frac{1}{p} \cdot \left[V + \frac{b}{a} \cdot (G_1 + G_2)\right] \quad \ldots \ldots (400$$

$$d = \sqrt{\frac{4}{\pi \cdot p} \cdot \left[V + \frac{b}{a} \cdot (G_1 + G_2)\right]} \quad \ldots \ldots (401$$

Für die in diesem Falle zu treffende Wahl des Gewichtes G_2 kann höchstens

$$G_2 = 32 \; kg \quad \ldots \ldots \ldots \ldots (402$$

noch als größtes zulässiges Belastungsgewicht angerathen werden.

Ist nun der mittlere Ventildurchmesser bestimmt, und die **Sitzbreite** σ des flach aufgeschliffenen Ventiles

$$\sigma = 1\tfrac{1}{2} \text{ bis } 2\tfrac{1}{2} \; mm \quad \ldots \ldots \ldots \ldots (403$$

oder im Mittel constant

$$\sigma = 2 \; mm \quad \ldots \ldots \ldots \ldots (404$$

angenommen, so ergibt sich der **Durchmesser** d_i der **Bohrung des metallenen Ventilsitzes**, wenn wieder d in Millimeter eingesetzt wird,

$$d_i = d - \sigma \quad \ldots \ldots \ldots \ldots (405$$

und hiefür die mittlere Wandstärke δ_1 des schwach conisch eingepassten metallenen Ventilsitzes

$$\delta_1 = 2\ mm + 0{,}7 \,.\, \sqrt{d_i} \quad \ldots \ldots \ldots \ldots \quad (406$$

ferner die Wandstärke δ des ausgebohrten gusseisernen Ventilgehäuses

$$\delta = 20\ mm + 0{,}02 \,.\, (d_i + 2\ \delta_1) \quad \ldots \ldots \ldots \quad (407$$

Für den schmiedeisernen Ventilhebel erhält man gute Verhältnisse, wenn man mit M_b das Biegungsmoment für den Querschnitt von der Breite b_1 und der Höhe h_1 in der durch den Druckpunkt des Ventiles gehenden Verticalebene bezeichnet und setzt

$$\left.\begin{array}{l} M_b = \frac{1}{6} \,.\, b_1 \,.\, h_1{}^2 \,.\, S_1 \\ S_1 = 4 \text{ bis } 5\ kg/mm^2 \\ h_1 = 2{,}65\, b_1 \text{ bis } 3\, b_1 \end{array}\right\} \quad \ldots \ldots \ldots \ldots \quad (408$$

und für den Querschnitt von der Breite b_2 und der Höhe h_2 in der durch den Aufhängepunkt des Belastungsgewichtes gehenden Verticalebene nimmt

$$\left.\begin{array}{l} b_2 = b_1 \\ h_2 \gtreqless {}^1\!/_2 \,.\, h_1 \end{array}\right\} \quad \ldots \ldots \ldots \ldots \ldots \ldots \quad (409$$

Nach Ausführung des Ventiles wird der Ventilkegel abgewogen und so dessen Gewicht V einschließlich jenem des darauf lastenden Druckstückes bestimmt, ferner wird auch das reducierte Eigengewicht G_1 des Hebels derart gewogen, dass der Hebel am Drehpunkt unterstützt oder mit einer Spagatschnur aufgehangen und am Aufhängepunkt auf eine Decimalwage aufgelegt wird, endlich werden die Hebelarme a und b an dem fertigen Hebel genau abgemessen und hiernach das Hebelverhältnis $\frac{b}{a}$ beziehungsweise $\frac{a}{b}$ berechnet. Für die Anfertigung der Zeichnung aber werden diese Größen vorher berechnet und mit diesen Angaben ergibt sich das Belastungsgewicht am Hebelende

$$G_2 = \frac{a}{b} \,.\, \left(\frac{\pi}{4} \,.\, d^2 \,.\, p - V\right) - G_1 \quad \ldots \ldots \ldots \quad (410$$

Das Belastungsgewicht wird aus Gusseisen in flach cylindrischer Form mit horizontaler zum Hebel senkrechter Achse wie in Fig. 68, Text, oder in schwach conischer Kegelstutzform mit verticaler Achse wie in Fig. 69, Text, mit eingegossenen Hängeeisen hergestellt und zwar mit einer in genannten Figuren ersichtlichen, nach innen erweiterten Höhlung, in

welche zur genauen Adjustierung des Gewichtes nach erfolgter Kesselprobe Blei hineingegossen wird.

Die Schraube, mit welcher das Gehänge für den Druckpunkt mit der Flansche des Ventilgehäuses verbunden ist, wird beansprucht durch den Zug

$$P = \frac{\pi}{4} \cdot d^2 \cdot p - V - G_1 - G_2 \quad \ldots \ldots \ldots (411$$

wofür die entsprechende Schraubennummer der Tabelle der Schrauben nach Whitworth's Scala (P. I. S. 20) zu entnehmen ist.

1. Beispiel. Es ist der mittlere Durchmesser und das Belastungsgewicht der Sicherheitsventile für den im 1. Beispiele S. 274 behandelten Tenbrink-Kessel mit 82 m^2 Heizfläche zu berechnen, wenn die höchste zulässige Dampfspannung $6\frac{1}{2}$ *at* Überdruck beträgt.

Es ist für diesen Kessel

$$F = 82 \, m^2$$
$$p = 6{,}5 \, at$$

und hiermit aus Gl. (398 die mittlere Druckfläche

$$\left(\frac{\pi}{4} \cdot d^2\right) = \frac{24}{p} \cdot \sqrt{F} = \frac{24}{6{,}5} \cdot \sqrt{82} = 3{,}69 \cdot 9{,}06 = 33{,}43 \, cm^2$$

und daraus der mittlere Ventildurchmesser

$$d = 6{,}53 \, cm = 65{,}3 \, mm \backsim 66 \, mm$$

Für die Hebelübersetzung nach Gl. (393

$$\frac{b}{a} = 10$$

und die aus der Zeichnung berechneten Gewichte

$$V = 0{,}68 \, kg$$
$$G_1 = 1{,}67 \, kg$$

ergibt sich ferner nach Gl. (410 das Belastungsgewicht

$$G_2 = 0{,}1 \cdot (34{,}212 \cdot 6{,}5 - 0{,}68) - 1{,}67 = 20{,}5 \, kg$$

welches für diesen Kessel als ganz zweckmäßig zu bezeichnen ist und daher beibehalten werden kann.

2. Beispiel. Wie groß soll im Hinblick auf die Erzielung eines nicht übermäßig großen Belastungsgewichtes am Hebelende der mittlere Durchmesser der Sicherheitsventile eines Wasserrohrkessels von Schmidt (Fig. 1 und 2, Taf. XLI) mit 150 m^2 Heizfläche und 10 *at* Überdruck Betriebsdampfspannung sein?

Es ist also

$$F = 150 \, m^2$$
$$p = 10 \, at$$

und hiermit ergibt die Gl. (398 die mittlere Druckfläche des Sicherheitsventiles

$$\left(\frac{\pi}{4} \cdot d^2\right) = \frac{24}{p} \cdot \sqrt{F} = \frac{24}{10} \cdot \sqrt{150} = 2{,}4 \cdot 12{,}25 = 29{,}4 \, cm^2$$

woraus der mittlere Ventildurchmesser

$$d = 6{,}12 \, cm = 61{,}2 \, mm \backsim 60 \, mm$$

Da der Dampfdruck auf die Ventilfläche wegen der hohen Dampfspannung ziemlich bedeutend ist, wählen wir das Hebelverhältnis nach Gl. (393

$$\frac{b}{a} = 10$$

berechnen die Gewichte nach der Zeichnung

$$V = 0{,}64$$
$$G_1 = 1{,}71$$

und erhalten hiermit nach Gl. (410 das Belastungsgewicht am Hebelende

$$G_2 = 0{,}1 \,.\, (28{,}274 \,.\, 10 - 0{,}64) - 1{,}71 = 26{,}5\,kg$$

welches zwar schon sehr groß, immerhin aber mit Rücksicht auf die Handhabung desselben seitens des Heizers noch zulässig ist.

3. Beispiel. Für einen Circulations-Wasserröhrenkessel nach Fig. 9 bis 11, Taf. XLIII von $185\,m^2$ Heizfläche für $12\,at$, also ziemlich einen der größten und höchstgespannten Kessel der Gegenwart, ist der mittlere Durchmesser und das Belastungsgewicht für die beiden gleich großen Sicherheitsventile zu bestimmen.

In diesem Falle ist

$$F = 185\,m^2$$
$$p = 12\,at$$

also nach Gl. (398

$$\left(\frac{\pi}{4} d^2\right) = \frac{24}{p} \sqrt{F} = \frac{24}{12} \sqrt{185} = 2 \,.\, 13{,}6 = 27{,}2\,cm^2$$

somit der mittlere Ventildurchmesser

$$d = 5{,}9\,cm \sim 6\,cm$$

und wenn angenommen, beziehungsweise berechnet wird

$$\frac{b}{a} = 10$$
$$V = 0{,}69\,kg$$
$$G_1 = 1{,}86$$

so erhält man nach Gl. (410 das Belastungsgewicht

$$G_2 = 0{,}1 \,.\, (28{,}274 \,.\, 12 - 0{,}69) - 1{,}86 = 32\,kg$$

welches als größtes anzuwendendes Belastungsgewicht für die größten und höchstgespannten Kessel immerhin noch annehmbar ist.

4. Beispiel. Ein Dampfkessel für $12\,at$ Überdruck maximale Dampfspannung soll 2 Sicherheitsventile erhalten, deren Belastungsgewichte an dem mit 10facher Übersetzung ausgeführten Hebelende ca. $25\,kg$ betragen dürfen.

Schätzt man hiefür die Gewichte

$$V = 0{,}65$$
$$G_1 = 1{,}7$$

so ergibt die Gl. (400 die mittlere Ventilfläche

$$\left(\frac{\pi}{4} d^2\right) = \frac{1}{p}\left[V + \frac{b}{a}(G_1 + G_2)\right] = \frac{1}{12} \,.\, [0{,}65 + 10\,(1{,}7 + 25)] = 22{,}3\,cm^2$$

und es beträgt mithin der mittlere Ventildurchmesser

$$d = 5{,}4\,cm = 54\,mm.$$

Die Rohrstutzen am Dom, welche bei Anwendung einer gusseisernen Dombecke gleich mit dieser in einem Stück gegossen sind (Fig. 1 bis 3, Taf. XXV), bei Anwendung einer Dombecke aus Eisenblech aber besonders aufgenietet werden (Fig. 7 und 8, Taf. XXIII) und zum Aufschrauben der Sicherheitsventile und der Dampfventile bestimmt sind, werden gewöhnlich alle mit gleichen Dimensionen ausgeführt, um jedes Ventil auf beliebigem nach örtlichen Verhältnissen eben passendem Stutzen aufschrauben zu können und auch beim Einnieten der Dombecke 2c. keine besondere Rücksichtnahme zu erfordern. Es muss sonach die lichte Weite eines Stutzens groß genug sein, um in besonderem Falle auch durch ein einziges Dampfventil allen vom Kessel producierten Dampf einer einzigen vom Kessel versorgten Dampfmaschine — deren Dimensionen dem Kesselfabrikanten vorher meist gar nicht bekannt sind — zuführen oder in eine gemeinsame Dampfrohrleitung mehrerer Kessel ableiten zu können.

Die Dampfproduction aber hängt von der Größe der Heizfläche ab, wie wir schon in Gl. (370 festgestellt haben, und wir setzen daher den lichten Querschnitt der genannten Rohrstutzen ebenfalls der Größe der Heizfläche proportional.*)

Bezeichnet

d_0 den lichten Durchmesser des Rohrstutzens in Millimeter,

F die Größe der Heizfläche in Quadratmeter,

so setzen wir, indem wir die Geschwindigkeit des Dampfes entsprechend constanter Druckdifferenz unabhängig von der Dampfspannung annehmen

$$\left(\frac{\pi}{4} \cdot d_0^2\right) = k_0 \cdot F \quad \ldots \quad (412$$

Man erhält hiermit im Allgemeinen gute Verhältnisse, wenn man setzt

$$k_0 = 120 \quad \ldots \quad (413$$

womit sich der lichte Querschnitt der Rohrstutzen ergibt

$$\left(\frac{\pi}{4} \cdot d_0^2\right) = 120 \cdot F \quad \ldots \quad (414$$

*) In jenen besonderen Fällen, in welchen die Dampfmaschine zugleich mit dem Dampfkessel geliefert wird und ein bestimmter Rohrstutzen das den Dampf zur Dampfmaschine leitende Ventil erhält, während durch einen oder mehrere Rohrstutzen auch Dampf für anderweitigen Gebrauch abgegeben wird, wird der lichte Durchmesser des Stutzens in Übereinstimmung mit dem Durchmesser, welcher für die besondere zur Dampfmaschine führende Rohrleitung erforderlich ist, festzustellen sein.

und hieraus wird der lichte Durchmesser der Rohrstutzen

$$d_0 = \sqrt{\frac{4}{\pi}} \cdot \sqrt{120 \cdot F} \quad \ldots \ldots \ldots \ldots \ldots \ldots \quad (415$$

1. Beispiel. Wie groß soll der lichte Durchmesser der Rohrstutzen am Dom für einen einfachen cylindrischen Kessel, mit gußeisernem Domkopf nach Fig. 109, Text, mit 3,5 m^2 Heizfläche werden?

Es ist für diesen Kessel

$$F = 3{,}5 \; m^2$$

und somit nach Gl. (414 der lichte Querschnitt der Rohrstutzen

$$\left(\frac{\pi}{4} \cdot d_0^2\right) = 120 \cdot F = 120 \cdot 3{,}5 = 420 \; mm^2$$

und hieraus der lichte Rohrdurchmesser

$$d_0 = 23{,}2 \backsim 25 \; mm$$

2. Beispiel. Ein Dampfkessel System Tenbrink von 82 m^2 Heizfläche erhält vier Rohrstutzen am Dampfsammler zum Aufschrauben der Dampfventile und Sicherheitsventile, welche, da noch nicht festgestellt ist, auf welchen das eine oder das andere Ventil kommt, alle gleich groß gemacht werden sollen; wie groß ist der lichte Durchmesser dieser Rohrstutzen zu machen?

Es ist die Heizfläche

$$F = 82 \; m^2$$

und hiermit ergibt sich aus Gl. (414 der lichte Querschnitt der Rohrstutzen

$$\left(\frac{\pi}{4} \cdot d_0^2\right) = 120 \cdot F = 120 \cdot 82 = 9840 \; mm^2$$

und hieraus der lichte Rohrdurchmesser

$$d_0 = 112 \backsim 110 \; mm$$

3. Beispiel. Wie groß ist der Rohrstutzen für das Dampfventil eines Wasserrohrkessels von Schmidt zu machen, welcher 151,2 m^2 Heizfläche hat, wenn aller vom Kessel auch bei forciertem Betrieb entwickelte Dampf ohne zu großen Druckverlust durch dieses Ventil in die Hauptrohrleitung entweichen können soll?

Dieser Bedingung entspricht wieder die Gl. (414, welche von der Dampfspannung unabhängige constante Druckdifferenz und Geschwindigkeit des Dampfes in der Rohrleitung zur Voraussetzung hat und der auch bei forciertem Betrieb sich pro 1 m^2 Heizfläche entwickelnden Dampfmenge Rechnung trägt.

Nun ist die Heizfläche

$$F = 151{,}2 \; m^2$$

und somit nach Gl. (414 der lichte Querschnitt des Ventiles und seines Rohrstutzens

$$\left(\frac{\pi}{4} \cdot d_0^2\right) = 120 \cdot F = 120 \cdot 151{,}2 = 18144 \; mm^2$$

womit sich der lichte Durchmesser ergibt

$$d_0 = 152 \backsim 150 \; mm.$$

Der lichte Durchmesser des selbstthätigen Speiseventiles und des zugehörigen Speiserohrstutzens am Dampfkessel richtet sich nach dem Durchmesser des Druckrohres von der Speisepumpe; allein auch

hier ist der Kesselfabrikant gewöhnlich ein anderer als der Pumpenlieferant und ersterer daher angewiesen, Speiserohrstutzen zu dimensionieren ohne die Dimensionen der zur Anwendung kommenden Speisepumpe zu kennen.

Wir beziehen deshalb auch den lichten Querschnitt dieses Rohrstutzens vom Durchmesser d_0' in Millimeter auf die Dampfproduction, welche mit der verdampften Wassermenge (Speisewassermenge) übereinstimmt, und nehmen, unter Voraussetzung einer innerhalb bestimmter Grenzen liegenden Geschwindigkeit des Wassers beim Durchgang durch den Speiserohrstutzen den lichten Querschnitt desselben proportional der Heizfläche F in Quadratmeter und setzen

$$\left(\frac{\pi}{4} \cdot d_0'^2\right) = k_0' \cdot F \quad \ldots \ldots \ldots \ldots \ldots \ldots (416$$

Hiermit erhält man im Allgemeinen gute Verhältnisse, wenn man setzt

$$k_0' = 24 \quad \ldots \ldots \ldots \ldots \ldots \ldots \ldots \ldots (417$$

womit sich der lichte Querschnitt des Speiserohrstutzens ergibt

$$\left(\frac{\pi}{4} \cdot d_0'^2\right) = 24 \cdot F \quad \ldots \ldots \ldots \ldots \ldots \ldots (418$$

und hieraus wird der lichte Durchmesser des Speiserohrstutzens

$$d_0' = \sqrt{\frac{4}{\pi}} \cdot \sqrt{24 \cdot F} \quad \ldots \ldots \ldots \ldots \ldots (419^*)$$

Dem Ablasshahn geben wir ebenso großen lichten Rohrdurchmesser wie dem Speiseventil und machen sonach den lichten Durchmesser des Rohrstutzens für den Ablasshahn ebenfalls gleich d_0'.

1. Beispiel. Es ist der lichte Durchmesser des Rohrstutzens für das selbstthätige Speiseventil für den in Fig. 109, Text, gezeichneten einfachen cylindrischen Kessel von 3,5 m^2 Heizfläche zu berechnen.

Es ist hiefür die Heizfläche

$$F = 3{,}5\, m^2$$

und hiermit wird nach Gl. (418 der lichte Querschnitt des Speiserohrstutzens

$$\left(\frac{\pi}{4} \cdot d_0'^2\right) = 24 \cdot F = 24 \cdot 3{,}5 = 84\, mm^2$$

also der lichte Durchmesser desselben

$$d_0' = 10{,}35 \backsim 12\, mm$$

*) Wird die Speisepumpe zugleich mit dem Dampfkessel geliefert, so wird man auch das selbstthätige Speiseventil in Übereinstimmung mit dem Druckrohr der Speisepumpe dimensionieren (P. I. S. 210).

2. Beispiel. Wie groß soll der lichte Durchmesser des Rohrstutzens für das selbstthätige Speiseventil und jener für den Ablasshahn für einen Heine-Kessel (Fig. 1 bis 4, Taf. XLII) von $60\ m^2$ Heizfläche gemacht werden?

Die Heizfläche dieses Kessels beträgt

$$F = 60\ m^2$$

und demnach der lichte Querschnitt für den Speiserohrstutzen nach Gl. (418

$$\left(\frac{\pi}{4} \cdot d_0'^2\right) = 24 \cdot F = 24 \cdot 60 = 1440\ mm^2$$

und demnach der lichte Durchmesser desselben

$$d_0' = 42{,}8 \backsim 45\ mm$$

Den lichten Durchmesser des Ablassrohrstutzens machen wir ebenso groß, nämlich ebenfalls

$$d_0' = 45\ mm$$

3. Beispiel. Ein Wasserrohrkessel von Schmidt nach Fig. 1 und 2, Taf. XLI, erhält $151{,}2\ m^2$ Heizfläche, wie groß soll der Durchmesser des Rohrstutzens für das selbstthätige Speiseventil und jener für den Ablasshahn werden?

Für die Heizfläche

$$F = 151{,}2\ m^2$$

ergibt die Gl. (418 den lichten Querschnitt des Speiserohrstutzens

$$\left(\frac{\pi}{4} \cdot d_0'^2\right) = 24 \cdot F = 24 \cdot 151{,}2 = 3629\ mm^2$$

und somit wird der lichte Durchmesser desselben

$$d_0' = 68 \backsim 70\ mm$$

Dem Ablasshahn geben wir gleichen Durchgangsquerschnitt wie dem selbstthätigen Speiseventil und daher auch dem Rohrstutzen hiefür gleiche lichte Weite, nehmen also den lichten Durchmesser desselben ebenfalls

$$d_0' = 70\ mm.$$

Das Manometer, die Wasserstands-Hahnköpfe und die Probierhähne werden von den Kesselarmaturen-Fabriken nach Nummern bezogen, und ist sohin über deren Dimensionierung nichts weiter zu bemerken.

Das Mannloch erhält am besten die auf Taf. XXII, XXV und XXVI mehrfach gezeichnete elliptische Form und der Verschluss erfolgt am besten mittels des gezeichneten von innen anliegenden, durch den Dampfdruck selbst dicht gehaltenen elliptischen Deckels mit Bügel und Bügelschrauben. Der Mannlochdeckel wird entweder aus Gusseisen oder aus Eisenblech mit in das Mannloch einspringendem Rande — welcher das Hinaustreiben der Dichtung hintanhalten und beim Einlegen des Mannlochdeckels als Führung dienen soll, um ihn nicht seitlich verschieben zu können, endlich auch als Verstärkung dient, übrigens aber im Mannloch nicht dicht eingepasst ist — ausgeführt.

Mannlochverschlüsse mit von innen anliegendem Deckel und außen aufgesetztem Bügel sind der Flanschenverschraubung von außen aufgelegter Deckel der größeren Sicherheit wegen stets vorzuziehen, indem im letzteren Falle die Schrauben nicht nur den dichten Verschluss zu erzielen, sondern auch den vollen Dampfdruck auf den Deckel auszuhalten haben.

Die Länge der großen Achse der Mannloch-Ellipse macht man zweckmäßig

a = 400 bis 420 *mm* . . . . (420

und die Länge der kleinen Achse

b = 300 bis 320 *mm* . . . . (421

Für den Gewindedurchmesser der Bügelschrauben nehmen wir

$d' = 1^1/_4$ bis $1^3/_8$ Zoll engl. . . . . (422

also die Schrauben Nr. 10 oder 11 nach der Tabelle der Schrauben nach Whitworth's Scala (P. I. S. 20) und nehmen für den schmiedeisernen Bügel 55 bis 60 *mm* Höhe und 45 bis 60 *mm* Breite des Stegquerschnittes im Anschlusse an das Bügelauge und für den gusseisernen Bügel 80 bis 90 *mm* Höhe und 60 bis 70 *mm* Breite für diesen Querschnitt, endlich für den aus Eisenblech gepressten Bügel die Dimensionen nach Fig. 1 bis 3, Taf. XXVI. Den gusseisernen Mannlochdeckel nehmen wir 35 bis 40 *mm* dick, jenen aus Eisenblech 13 bis 15 *mm* mit ebenso dickem aufgenieteten Verstärkungsrande oder durchgepressten Versteifungen.

Die viel kleineren Putzlöcher und Schlammlöcher stehender Kessel erhalten ebenfalls eine elliptische Form und von innen anliegende, durch den Dampfdruck angepresste Verschlussdeckel mit je einer Verschlussschraube und von außen aufgesetztem Bügel dazu.

Die Wahl des Materials für die Herstellung des Dampfkessels und die Bestimmung der Stärke desselben ist gesetzlich dem Verfertiger des Kessels unter seiner eigenen Verantwortung überlassen.

In Österreich ist die Verwendung von Gusseisen und Messingblech zu den Wandungen der Dampfkessel, der Feuer- und Siederohre im Allgemeinen untersagt, doch ist es gestattet, Messingblech für Feuer- und Siederohre bis zu 10 *cm* Durchmesser anzuwenden. Zu den Wandungen sind in dieser Beziehung nicht zu zählen: Dampfdome, Vorköpfe, Mannlochdeckel, Putzlochdeckel, Rohrstutzen und Deckel dazu, dann andere Armaturstücke, jedoch nur dann, wenn sie weder vom Kesselmauerwerk umschlossen, noch vom Feuer oder den Heizgasen berührt werden

und deren Durchmesser nicht mehr als 60 *cm* beträgt. Unterkessel (Vorwärmer, Sieder, Bouilleurs) von mehr als 60 *cm* Durchmesser müssen, wenn sie mit gusseisernen Böden versehen werden sollen, conisch bis auf 60 *cm* zulaufende Vorköpfe erhalten; jedoch ist es gestattet, dass bei diesen Vorköpfen, wenn dieselben weder vom Kesselmauerwerk umschlossen, noch vom directen Feuer oder von erhitzten Gasen berührt werden, oder der strahlenden Wärme ausgesetzt sind, und wenn dieselben nach innen, nämlich gegen den Druck entsprechend gewölbt und mit Außennietung versehen sind, Gusseisen bis zu einem äußeren Durchmesser von 80 *cm* verwendet werden kann, und zwar bei allen Dampfkesseln, bei welchen den vorstehenden Bestimmungen entsprochen erscheint. Übersteigt die Dampfspannung nicht 6 *at*, so kann eine gusseiserne Dombecke (Domkopf) bis zu 75 *cm* äußeren Durchmesser erhalten, wenn der Domcylinder aus Eisenblech gebildet ist. Für besondere Kesselconstructionen kann die Anwendung des Gusseisens zu Constructionstheilen der Wandungen durch das Handelsministerium im Einvernehmen mit dem Ministerium des Innern von Fall zu Fall bewilligt werden.

In Deutschland dagegen dürfen die vom Feuer berührten Wandungen der Dampfkessel, der Feuerrohre und Siederohre nicht aus Gusseisen hergestellt werden, sofern deren lichte Weite bei cylindrischer Gestalt 25 *cm*, bei Kugelgestalt 30 *cm* übersteigt, und die Verwendung von Messingblech ist nur für Siederohre (Rauchrohre), deren lichte Weite 10 *cm* nicht übersteigt, gestattet.

Das bis heute zuverlässigste Material für die Herstellung gewöhnlicher Dampfkessel ist Eisenblech (Schweißeisen) und zwar in den besten Sorten in Österreich steirisches Blech, in Deutschland westphälisches oder rheinländisches Blech und in England Lowmoor-Blech. Als vorzüglich für die Herstellung von Dampfkesseln geeignetes Material erweist sich Flusseisenblech (auch Stahlblech genannt) und zwar in Österreich Bessemer- und Martin-Eisen oder Martinstahlblech von der österreichischen Alpinen-Montan-Gesellschaft, Basisches Martin-Eisen vom Stahlwerk in Witkowitz, Teplitzer Stahlblech vom Teplitzer Walzwerk der Prager Eisenindustrie-Gesellschaft, in Deutschland Rheinländische Flusseisenbleche und in England Siemens-Martin-Eisen unter der Voraussetzung richtiger Behandlung.

Der für die Berechnung der Blechdicke maßgebende Wert für die Zerreißfestigkeit ist von der Qualität des Bleches abhängig und jeweilig an der Bezugsquelle des Materials zu ermitteln.

Nach den „Würzburger Normen" und nach den vom Vereine deutscher Eisenhüttenleute aufgestellten Bedingungen müssen die zum Bau von Dampfkesseln dienenden Materialien in Bezug auf die Festigkeit und Dehnung wenigstens folgenden Anforderungen genügen:

Material		Zerreißfestigkeit in kg/mm^2		Dehnung in Procenten	
		Langfaser	Querfaser	Langfaser	Querfaser
Schweißeisen	Mantelblech	33	30	7	5
	Bördelblech	35	33	12	8
	Feuerblech	36	34	18	12
Flusseisen	Mantelblech	36 bis 42		20	
	Feuerblech	34 bis 40		25	

Bezeichnet

δ die Blechdicke in Millimeter,

D den Durchmesser des Kesselmantels in Meter,

p die Dampfspannung in Atmosphären Überdruck oder effective Dampfspannung in Atmosphären,

k die geringste Zerreißfestigkeit des vollen Bleches in kg/mm^2,

m den Sicherheitscoëfficienten in Bezug auf die Bruchfestigkeit und zwar mindestens $m = 5$,

z die Zahl der Procente der Festigkeit der Nietnaht, beziehungsweise der Nieten gegenüber der geringsten Festigkeit im vollen Blech,

$c = 1$ bis $3\ mm$ je nach der zu erwartenden geringen oder größeren Abnützung,

$S = \frac{k}{m} \cdot \frac{z}{100}$ die zulässige Beanspruchung in der Nietnaht in kg/mm^2

so ergibt sich für inneren Dampfdruck die Blechdicke δ aus der durchwegs auf Millimeter bezogenen Festigkeitsformel

$$\delta = \frac{Dp}{2S} + c \quad \ldots \ldots \ldots \ldots \ldots \ldots \ldots (423$$

wenn hierin die vorstehenden Maßeinheiten eingeführt werden

$$\delta = \frac{1000 \cdot D \cdot \frac{V}{100}}{2 \cdot \frac{k}{m} \cdot \frac{z}{100}} + c$$

also

$$\delta = \frac{500 \cdot m \cdot D \cdot p}{k \cdot z} + c \quad \ldots \ldots \ldots \ldots (424$$

Unter Zugrundelegung von

$z = 56$ für einfache Längsnietung

$z = 70$ für doppelte Längsnietung

$m = 5$

ergibt sich hieraus die Blechdicke δ für inneren Dampfdruck.

1.) Für Schweißeisen-Mantelblech mit der geringsten Festigkeit quer zur Walzfaser

$$k = 30 \; kg/mm^2$$

a) für einfache Längsnietung

$$\delta = 1{,}48 \; Dp + c \quad \ldots \ldots \ldots \ldots (425$$

b) für doppelte Längsnietung

$$\delta = 1{,}19 \; Dp + c \quad \ldots \ldots \ldots \ldots (426$$

2.) Für Schweißeisen-Bördelblech mit der geringsten Festigkeit quer zur Walzfaser

$$k = 33 \; kg/mm^2$$

a) für einfache Längsnietung

$$\delta = 1{,}35 \; Dp + c \quad \ldots \ldots \ldots \ldots (427$$

b) für doppelte Längsnietung

$$\delta = 1{,}08 \; Dp + c \quad \ldots \ldots \ldots \ldots (428$$

3.) Für Schweißeisen-Feuerblech mit der geringsten Festigkeit quer zur Faser

$$k = 34 \; kg/mm^2$$

a) für einfache Längsnietung

$$\delta = 1{,}31 \; Dp + c \quad \ldots \ldots \ldots \ldots (429$$

b) für doppelte Längsnietung

$$\delta = 1{,}05 \; Dp + c \quad \ldots \ldots \ldots \ldots (430$$

4.) Für Flußeisen-Mantelblech mit der geringsten Festigkeit in der Längs- und Querrichtung

$$k = 42 \; kg/mm^2$$

für doppelte Längsnietung

$$\delta = 0{,}85 \; Dp + c \quad \ldots \ldots \ldots \ldots (431$$

Man geht hierbei unter gewöhnlichen Verhältnissen im Hinblick auf das Verstemmen und die Auflagerung der Kesselmäntel mit der Blechdicke nicht unter

$$\delta = 6 \; mm \quad \ldots \ldots \ldots \ldots (432$$

und im Hinblick auf die Schwierigkeit der Handnietung bei großem Nietbolzen-Durchmesser, mit der Blechdicke nicht über

$\delta = 18\,mm$ . . . . (433

Für die Feuerrohre oder Flammrohre der Flammrohrkessel, welche äußerem Dampfdruck ausgesetzt sind, erhält man mit den Bezeichnungen

δ = Blechdicke in Millimeter,

D = Durchmesser des Feuerrohres in Meter,

L = Rohrlänge zwischen je zwei aufeinanderfolgenden Versteifungsringen, in Meter,

p = effective Dampfspannung in Atmosphären (Überdruck)

1.) Für glatte Rohre aus Schweißeisen oder Flusseisen

a) nach *Fairbairn*

$\delta = 2{,}7 \,.\, \sqrt{D \,.\, L \,.\, p}$ . . . . (434

b) nach Radinger

$\delta = 1{,}4\; D \,.\, p + 0{,}6 \,.\, L + 3\; mm$ . . . . (435

c) nach dem Verband der Dampfkessel-Überwachungs-Vereine ohne Rücksichtnahme auf Versteifungen, welche in diesem Falle nur als Sicherheitsconstanten anzusehen sind:

$\delta = 1{,}8\; D p + 4\; mm$ . . . . (436

2.) Für Wellblechrohre aus Flusseisen (Homogeneisen), allerbestes Material von nicht über 40 kg/mm^2 Festigkeit bei einer Dehnung von 25 bis 35 % vom Blechwalzwerk Schulz-Knaudt Actiengesellschaft in Essen (Ruhr), wird die Blechdicke nach derselben Formel wie für inneren Druck berechnet, weil sich bei Versuchen herausgestellt hat, dass die Wellrohre erst deformiert wurden, nachdem das Material auf seine volle Zerreißfestigkeit in Anspruch genommen war. Die Festigkeit der Schweißnähte der Wellblechrohre beträgt 90 bis 95 % von jener des vollen Bleches. Für die Blechdicke δ gilt sonach wieder die Gl.

$$\delta = \frac{500 \,.\, m \,.\, D \,.\, p}{k \,.\, z} + c \quad \text{. . . . . (437}$$

wobei höchstens

$k = 40\; kg/mm^2$ . . . . (438

und mindestens

$z = 90$ . . . . (439

$m = 5$ . . . . (440

$c = 2\; mm$ . . . . (441

also mit Zugrundelegung dieser Werte

$\delta = 0{,}7\ Dp + 2\ mm$ . . . . (442

und für Speisewasser, welche die inneren Theile des Kessels bei jetzt gebräuchlichen hohen Dampfspannungen stark angreifen

$\delta = 0{,}9 \,.\, Dp + 3\ mm$ . . . . (443

Übrigens werden die Wellblechrohre vom Blechwalzwerk Schulz Knaudt normal in folgenden Dimensionen in der Detailausführung nach Fig. 14 und 19 bis 24, Taf. XXVII, geliefert:

Entfernung von Mitte zu Mitte Welle 151 *mm*,

Länge: Roststrohr und Normalrohr *A* 2300 *mm* ganze Länge,
Normalrohr *B* 2110 *mm* ganze Länge,
Passstücke von 675 *mm* bis 2035 *mm* ganze Länge,
Größte zulässige Länge eines Wellrohres 2650 *mm*

mit Blechstärken nach folgender Tabelle, welche für den beigesetzten Betriebs-Dampfdruck in Atmosphären Überdruck genügen.

Äußerer Durchmesser in *mm*	850	900	950	1000	1050	1100	1150	1200	1250	1300	1350	1400
Innerer Durchmesser in *mm*	750	800	850	900	950	1000	1050	1100	1150	1200	1250	1300
Gewicht pro 1 lfd. *m* in *kg*.	225	240	255	270	285	300	325	350	365	380	405	425
Normale Blechstärke in *mm*	10	10	10	10	10	10,5	10,5	10,5	10,5	11	11	11,5
Betriebsdruck in *at* .	13	12	11,5	11	10,5	10,5	10	10	9,5	9	9	9

Die in vorstehender Tabelle angegebenen Blechstärken der Wellblechrohre sind Minimalwandstärken. Dünner können dieselben aus Fabrikationsrücksichten nicht mehr gemacht werden.

Die Breite der Kesselbleche richtet sich nach der Einrichtung des Walzwerkes, von welchem selbe bezogen werden, und ihre Länge nach dem zulässigen Minimalgewicht.*)

*) Kesselbleche in rechtwinkeligen Tafeln (Platten) werden von der Österreichisch-Alpinen Montangesellschaft in Wien von 5 bis 7 *mm* Dicke bis 1900 *mm* breit und über 7 bis 30 *mm* Dicke bis 2370 *mm* breit geliefert, und zwar: aus Puddeleisen von 20 bis 700 *kg* (Neuberg bis 2000 *kg*) und aus Bessemer- oder Martin-Eisen von 20 bis 1000 *kg* schwer (Neuberg bis 2500 *kg*). Die einzelnen Werke liefern die Bleche in folgenden Breiten:

Krieglach, Prevali und Zeltweg bis 1600 *mm*,
Donawitz bis 1800 *mm*,
Pichling bis 1900 *mm*,
Neuberg bis 2370 *mm*.

Gewölbte Kesselböden aus Eisenblech können theoretisch dieselbe Blechstärke erhalten, wie der anschließende cylindrische Kesseltheil, wenn der Radius der Wölbung gleich ist dem Durchmesser des cylindrischen Kesseltheiles; sie erhalten jedoch gewöhnlich wegen der Umflanschung (Umbördelung) eine um 2 *mm* größere Wandstärke,*) also

$$\delta_1 = \delta + 2\ mm$$

und diese Formel gilt auch für alle Kesseltheile, für welche die Bleche umgeflanscht werden müssen, also für Domcylinder, Wasserstandsvorköpfe und Verbindungsstutzen bei zusammengesetzten Cylinderkesseln 2c.

Die Nietenstärke in der Endnaht richtet sich natürlicher Weise nur nach der Blechstärke des cylindrischen Mantels und nicht nach der größeren des Bodens.

*) Nachstehende Tabelle enthält die in Fig. 6 und 7, Taf. XXVI cotierten Dimensionen und beiläufigen Gewichte geflanschter, flacher und gewölbter, mittels Maschinen hergestellter Kesselrundböden vom Blechwalzwerk Schulz Knaudt, Actien-Gesellschaft in Essen (Ruhr).

Äußerer Durchmesser	Cylinder-Krempe h	Innere Höhe flach H	Innere Höhe gewölbt H_1	Innerer Wölbungshalbm. R	Blechstärke δ_1 in *mm*							
					6,5	8	10	11,5	13	16	20	25
mm					Annäherndes Gewicht in *kg*							
400	65	95	105	550	10	13	16	18	21	—	—	—
450	„	100	135	600	13	16	22	25	30	—	—	—
470	„	„	115	940	14	17	23	27	30	—	—	—
500	„	„	165	650	16	20	26	30	35	43	—	—
550	„	110	150	700	18	23	30	35	40	49	—	—
600	„	„	160	750	21	27	36	41	47	57	—	—
630	„	„	145	1100	23	29	38	44	50	62	—	—
650	„	„	175	800	25	31	40	46	53	65	—	—
700	„	„	„	850	27	34	46	53	60	74	—	—
750	„	„	„	900	31	39	51	59	67	82	—	—
785	„	115	„	1250	34	42	56	64	73	89	—	—
800	68	„	195	950	35	43	58	66	75	93	—	—
850	„	„	185	1000	40	50	65	73	83	102	—	—
900	„	„	205	1100	45	55	72	82	93	114	—	—
950	„	„	200	1200	49	61	78	90	101	125	—	—
1000	70	„	„	1300	51	64	81	94	109	130	—	—
1100	„	120	215	1400	61	77	98	115	130	160	—	—
1150	„	„	„	1450	70	85	107	122	138	170	213	—

Ebene Kesselböden ist man aus praktischen Gründen nicht in der Lage, so dick zu machen, daſs sie ohne weiters dem Dampfdruck Stand halten, man wählt deshalb die Blechdicke derselben innerhalb praktisch zweckmäßig erscheinender Grenzen und schützt die Böden durch entsprechende Versteifungen gegen die Ausbauchung, also bei Flammrohrkesseln durch am Boden und cylindrischen Mantel mittels Winkeleisen angenietete Versteifungsbleche, bei Röhrenkesseln durch Stehbolzenrohre, welche mit größerer Wandstärke ausgeführt und an den Enden mit Gewinde versehen werden, oder durch Distanzstangen.

Für die Blechdicke solcher versteifter ebener Böden nehmen wir als Anhalt, wenn

D den Durchmesser des Bodens in Meter,

Äußerer Durchmesser (mm)	Cylinder-Krempe h (mm)	Innere Höhe flach H (mm)	Innere Höhe gewölbt H_1 (mm)	Innerer Wölbungshalbm. R (mm)	Blechstärke δ_1 in mm: 6,5	8	10	11,5	13	16	20	25
					Annäherndes Gewicht in kg							
1200	70	120	225	1500	75	93	116	134	152	187	283	—
1250	"	"	"	2000	80	100	125	145	165	205	250	—
1300	75	"	230	1600	85	105	135	155	180	220	270	—
1400	"	125	235	1700	98	120	155	178	202	248	310	—
1500	80	"	250	1800	110	138	175	201	228	286	356	—
1570	"	"	240	2000	118	148	190	220	250	310	385	—
1600	"	"	245	"	130	170	200	230	260	320	400	—
1700	"	"	285	2200	—	—	222	255	290	365	445	—
1725	"	130	270	"	—	—	—	—	295	368	457	—
1800	"	125	275	2400	—	—	—	—	323	400	495	—
1885	85	130	"	2200	—	—	—	—	345	430	535	—
1900	"	"	280	2600	—	—	—	—	355	435	545	—
2000	90	"	270	2800	—	—	—	—	390	480	600	750
2100	"	"	280	3300	—	—	—	—	—	530	660	830
2200	"	"	300	"	—	—	—	—	—	580	725	910
2300	"	"	315	"	—	—	—	—	—	635	795	1000
2400	"	"	330	"	—	—	—	—	—	695	870	1090
2500	"	"	350	"	—	—	—	—	—	760	950	1190

Bei 6,5 und 8 *mm* Blechstärke ist die Krempe h um 25 *mm* niedriger und somit auch die innere Höhe H beziehungsweise H_1 um 25 *mm* geringer als vorstehend angegeben. Abweichungen im Durchmesser können bis zu 2 *mm* per Meter Durchmesser vorkommen.

p die Dampfspannung in Atmosphären Überdruck oder die effective Dampfspannung in Atmosphären,

δ_2 die Blechdicke in Millimeter,

bezeichnen:

a) für Flusseisen

$$\delta_2 = 1{,}35 \,.\, D \,.\, p + 4\,mm \quad . \; . \; . \; . \; . \; . \; . \; . \; . \; . \; . \; . \quad (444$$

b) für Schweißeisen

$$\delta_2 = 1{,}55 \,.\, D \,.\, p + 4\,mm \quad . \; . \; . \; . \; . \; . \; . \; . \; . \; . \; . \; . \quad (444a$$

und bestimmen auch die Dicke von ebenen Rohrwänden nach derselben Formel.

Die schmiedeisernen Rohre von 50 bis 95 *mm* der liegenden Röhrenkessel und die schmiedeisernen Wasserrohre von 90 bis 150 *mm* der Wasserrohrkessel erhalten gewöhnlich eine bis 20 *at* inneren Probedruck ausreichende Wandstärke, welche wir durch die Formel

$$\delta = 0{,}02\ d + 2\ mm \text{ bis } 0{,}025\ d + 2\ mm \quad . \; . \; . \; . \quad (445$$

ausdrücken können, in welcher

d den lichten Rohrdurchmesser in Millimeter und

δ die Wandstärke ebenfalls in Millimeter

bezeichnet. Ankerrohre erhalten eine etwas größere Wandstärke.

Die Wandstärke des cylindrischen Theiles der gusseisernen Dombecken, Wasserstandsvorköpfe und Unterkesselvorköpfe (Bouilleur- oder Siedervorköpfe, Vorköpfe von Vorwärmern) bestimmen wir mittels der Formel

$$\delta = 5{,}5 \,.\, D \,.\, p + 12\,mm \quad . \; . \; . \; . \; . \; . \; . \; . \; . \; . \; . \; . \; . \quad (446$$

in welcher

D den äußeren Durchmesser des gusseisernen Vorkopfes &c. in Meter,

p die Dampfspannung in Atmosphären Überdruck oder die effective Dampfspannung in Atmosphären und

δ die Wandstärke in Millimeter

bezeichnet, und nehmen die Dicke der ebenen durch Passleisten versteiften Bodenwandung $^5/_4$ bis $^3/_2$ davon.*)

---

*) Die Gewichtsberechnung eines Dampfkessels kann annähernd erfolgen, indem man aus den Blechdicken, Längen und Durchmessern der einzelnen Kesseltheile ohne Rücksicht auf Überlappungen deren Gewicht berechnet, wobei die Tabelle der specifischen Gewichte (P. I. S. 3) zur Anwendung kommt, und diesem sich so ergebenden Gewichte noch im Mittel 20% (allgemein 15 bis 25% je nach dem Kesselsystem und der Größe der verwendeten Blechtafeln) für Überlappungen, Winkeleisen und Nietköpfe hinzuzählt. Die Gewichte der gusseisernen Vorköpfe und

1. Beispiel. Wie dick sollen die Bleche für den in Fig. 109, Text, gezeichneten einfachen cylindrischen Dampfkessel für 5 *at* Überdruck sein, welcher im cylindrischen Theil 0,7 *m*, im Dom 0,5 *m* und im Schlammsammler 0,4 *m* Durchmesser erhält, wobei überall einfache Nietung vorausgesetzt und als Material Eisenblech (Schweißeisen) angewendet wird.

Mit $c = 3\,mm$ ergeben sich die folgenden Blechdicken für die cylindrischen Theile des Kessels u. zw. zunächst für den Kesselmantel (Mantelblech) nach Gl. (425

$$\delta = 1{,}48 \,.\, D \,.\, p + 3\,mm = 1{,}48 \,.\, 0{,}7 \,.\, 5 + 3 = 8{,}18 \backsim 8\,mm$$

ferner für den Dom (Bördelblech) nach Gl. (427

$$(\delta) = 1{,}35 \,.\, D \,.\, p + 3\,mm = 1{,}35 \,.\, 0{,}5 \,.\, 5 + 3 = 6{,}4$$

und weil dasselbe gebördelt wird

$$\delta_1 = (\delta) + 2\,mm = 8{,}4 \backsim 8{,}5\,mm$$

für den Schlammsammler (Bördelblech)

$$(\delta) = 1{,}35 \,.\, D \,.\, p + 3\,mm = 1{,}35 \,.\, 0{,}4 \,.\, 5 + 3 = 5{,}7 \backsim 6\,mm$$

und wieder wegen der Umflanschung

$$\delta_1 = (\delta) + 2\,mm = 6 + 2 = 8\,mm$$

2. Beispiel. Welche Blechdicke soll der cylindrische Mantel eines Flammrohrkessels von 1,9 *m* Durchmesser erhalten, wenn die Dampfspannung 6 *at* Überdruck betragen soll, als Material Eisenblech (Schweißeisen) mit doppelter Längsnietung angewendet und $c = 2\,mm$ genommen wird?

Man erhält hiefür nach Gl. (426 (Mantelblech)

$$\delta = 1{,}19 \,.\, D \,.\, p + 2\,mm = 1{,}19 \,.\, 1{,}9 \,.\, 6 + 2 = 15{,}6 \backsim 16\,mm$$

3. Beispiel. Welche Blechdicke erhält der Kesselmantel des im vorstehenden 2. Beispiele behandelten Flammrohrkessels, wenn hierzu Flusseisen-Mantelblech mit der geringsten Festigkeit $k = 42\,kg/mm^2$ in der Längs- und Querrichtung angewendet wird?

Wir erhalten hiefür nach Gl. (431 die Blechdicke

$$\delta = 0{,}85 \,.\, D \,.\, p + 2\,mm = 0{,}85 \,.\, 1{,}9 \,.\, 6 + 3 = 11{,}69 \backsim 12\,mm$$

also $^3/_4$ von derjenigen, welche für Eisenblech erforderlich war.

4. Beispiel. Die beiden Flammrohre eines Flammrohrkessels für 6 *at* Überdruck erhalten 0,75 *m* Durchmesser und Versteifungsringe nach Fig. 10, Taf. XXX, in Entfernungen von je 1,4 *m*. Wie groß soll die Blechdicke dieser Rohre für Eisenblech sein?

Es ist hiefür

$$D = 0{,}75\,m$$
$$L = 1{,}4\,m$$
$$p = 6\,at$$

und hiermit nach Gl. (434 die Blechdicke

$$(\delta) = 2{,}7 \,.\, \sqrt{D \,.\, L \,.\, p} = 2{,}7 \,.\, \sqrt{0{,}75 \,.\, 1{,}4 \,.\, 6} = 6{,}75 \backsim 7\,mm$$

Pratzen sind dabei nicht inbegriffen, sondern gesondert zu berechnen und obigem Gewichte zuzuzählen, um das Gesammtgewicht des Kessels zu erhalten.

Im Kostenvoranschlage wird der Preis des Kessels auf Grundlage obigen Gesammtgewichtes und hiervon gesondert der Preis der Heiz- und Sicherheitsarmatur und die Kosten der amtlichen Kesselprobe angeführt.

und ferner nach Gl. (435 die Blechdicke

$\delta = 1{,}4 \,.\, D \,.\, p + 0{,}6 \,.\, L + 3\,mm = 1{,}4 \,.\, 0{,}75 \,.\, 6 + 0{,}6 \,.\, 1{,}4 + 3 = 10{,}14 \backsim 10\,mm$

und wir behalten den letzteren Wert als den größeren bei, daher der vorhergehende Wert von δ in Klammern gesetzt wird.

5. Beispiel. Wie groß soll die Wandstärke des ebenen versteiften Bodens eines Flammrohrkessels von 1,9 *m* Durchmesser bei 6 *at* Überdruck werden?

Für die Benützung der Gl. (444 (Flusseisen) ist

$$D = 1{,}9\,m$$
$$p = 6\,at$$

und somit die Wandstärke des Bodens

$$\delta_2 = 1{,}35 \,.\, D \,.\, p + 4\,mm = 19{,}4 \backsim 20\,mm$$

6. Beispiel. Der Dom eines Kessels für 6 *at* Überdruck erhält eine gusseiserne Decke von 750 *mm* äußerem Durchmesser mit angegossenen Rohrstutzen. Es ist die Wandstärke der Domdecke zu bestimmen.

Für den cylindrischen Theil dieser Decke erhalten wir die Wandstärke nach Gl. (446

$$\delta = 5{,}5 \,.\, D \,.\, p + 12\,mm = 5{,}5 \,.\, 0{,}75 \,.\, 6 = 36{,}75 \backsim 37\,mm$$

und für die um das Mannloch herum durch eine Passleiste von 5 *mm* Höhe versteifte ebene Decke

$$\delta_2 = {}^5/_4 \,.\, \delta = {}^5/_4 \,.\, 37 = 46{,}25 \backsim 46\,mm$$

also an dem durch die Passleiste verstärkten Rande

$$\delta_2' = 46 + 5 = 51\,mm$$

Auch dem cylindrischen Rand geben wir unten eine Passleiste von 3 *mm* Höhe in der Breite des anzunietenden Blechrandes, welche zum genauen Anpassen des Bleches abgedreht wird, so dass also dieser Rand der Domdecke

$$\delta_2'' = 37 + 3 = 40\,mm$$

Wandstärke im abgedrehten Zustande aufweist.

6. Herstellung der Dampfkessel. Sobald die Zeichnung des Kessels festgestellt und die Blechaustheilung vorgenommen ist, — welche in der Blechtabelle ihren Ausdruck findet, worin die Länge, Breite und Dicke, Qualität und das Gewicht jeder einzelnen erforderlichen Blechtafel und die Dimensionen der erforderlichen Nieten und Winkeleisen eingetragen sind, — erfolgt sofort die Blechbestellung beim Eisenhüttenwerk, damit die Bleche rechtzeitig eintreffen.

Bezüglich der Blechaustheilung ist der Grundsatz festzuhalten, dass möglichst große Bleche vorzuziehen sind, um möglichst wenig Nietreihen zu erhalten; da jedoch große Bleche schwerer und deshalb im Preise per 100 *kg* höher stehen als kleinere, so wird auch der Preis der Bleche bei der Blechaustheilung in Rücksicht zu ziehen sein. Bei der Blechaustheilung ist ferner darauf Rücksicht zu nehmen, dass keine Nietnaht in die unmittelbare Nähe der Feuerbrücke kommt, und wenn nicht durchaus das gleiche beste Material, also die gleiche Qualität des Materials

angewendet wird, so muss doch bestes Material für die über dem Rost und der Feuerbrücke liegenden Platten (Feuerplatten) angewendet werden. Rundböden werden am besten gleich in der richtigen Form vom Hüttenwerk bezogen.

Sind die Bleche vom Hüttenwerk eingelangt, so werden dieselben vor ihrer Verwendung sorgfältig geprüft und zwar sowohl bezüglich der Echtheit der Marke als auch bezüglich der Reinheit der Blechoberfläche und bezüglich vollkommener Schweißung, letzteres durch Abklopfen mittels eines Handhammers. Blechtafeln, welche sich hierbei, oder später während ihrer Bearbeitung als mangelhaft erweisen, müssen unnachsichtlich zurückgestellt und durch fehlerlose ersetzt werden.

Es erfolgt nun das Anreißen der Blechtafeln für die Herstellung der Nietlöcher, sodann das Lochen oder Bohren derselben. Ersteres erfolgt auf der gewöhnlich in der Kesselschmiede vorhandenen combinirten Lochmaschine und Schere, welche bei vollkommenerer Einrichtung auch eine besondere Vorrichtung zum Verschieben der Blechtafel um eine Theilung aufweist.*) Das Bohren erfolgt entweder auf einer freistehenden Bohrmaschine oder Wandbohrmaschine oder endlich auf der ebenfalls gewöhnlich in der Kesselschmiede vorhandenen Radialbohrmaschine. In Specialwerkstätten sind zum Bohren auch Specialmaschinen vorhanden, welche entweder die besondere Einrichtung haben, dass die schon gebogenen und provisorisch zusammengepassten Bleche gleichzeitig gebohrt werden (Nietlochbohrmaschinen) oder in die noch ebenen Platten gleichzeitig eine ganze Reihe von Löchern gebohrt wird (Reihenbohrmaschine).

Flusseisenbleche (Stahlbleche) sollen nur gebohrt werden, oder doch wenigstens 1 bis 2 *mm* kleiner gelocht und dann auf das richtige Maß nachgebohrt werden, um die Blechtafeln vor Schaden zu bewahren.

Hierauf folgt die Bearbeitung der Blechkanten, insbesondere das Abschrägen derselben für das Verstemmen (Schräge gleich $^1/_3$ der Blechdicke) und zwar entweder von Hand mittels Meißel und Feile oder in besser eingerichteten Kesselschmieden mittels der Blechkantenhobel-

*) Beim Lochen wird, um ein reines Loch zu erzielen, die Matrize um $^1/_4$ der Blechdicke weiter gemacht als der Stempel und beim Zusammenpassen der Bleche ist darauf Rücksicht zu nehmen, dass die beiden Bleche mit den engeren Lochseiten aneinander zu liegen kommen.

maschine. Von J. Fisher in Amerika wird zum Abschrägen der Blechkanten eine Schere mit schief geführtem Schermesser angewendet.*)

Es folgt nun das Biegen der Bleche mittels der Blechbiegemaschine, hierauf das Zusammenstellen der Rohrsätze, das Ausreiben nicht passender Löcher und das Versenken der Löcher, endlich das Nieten und Verstemmen.

Inzwischen sind auch die gusseisernen Bestandtheile gegossen und Wasserstandsvorköpfe, Domköpfe u. dgl. an den Passflächen abgedreht worden, die Blechböden beziehungsweise Rohrwände gebohrt, und bei Flammrohrkesseln die Löcher für die Flammrohre auf einer entsprechend großen Plandrehbank herausgestochen worden, falls die Ränder für die Flammrohre nicht eingezogen oder ausgezogen (umgebördelt) vom Werk bezogen wurden, so dass diese Theile zum Einnieten rechtzeitig bereit liegen.

Rohrstutzen zur Verbindung der Unterkessel untereinander und mit dem Oberkessel werden gegenwärtig schon fast allgemein der Länge nach geschweißt und an den Enden beiderseits angenietet, letzteres am Aufstellungsorte des Kessels. Flusseisenbleche erfordern das Ausglühen nach vorgenommener Bearbeitung und dazu dienen die Blechglühöfen.

Die Rauchrohre (Siederohre) der liegenden Röhrenkessel ꝛc. werden gegenwärtig gewöhnlich mittels *Dudgeon's* Rohrdichtapparat eingerollt und die vorstehenden Ränder mittels eigens hiezu geformter Stemmer umgebördelt.**)

Die Galloway-Rohre sind conisch, wie in Fig. 142, Text, derart, dass der untere Rand durch das Loch des Feuerrohres hindurchgeht, um welches sich der obere Rand außen anlegt und werden in das sonst fertige Feuerrohr eingenietet.

Die Wellblechrohre vom Blechwalzwerk Schulz Knaudt in Essen (Ruhr), welche in der Länge $3^1/_2$ bis $13^1/_2$ Wellen mit 151 *mm* Wellentheilung aufweisen, sind der Länge nach geschweißt und werden die einzelnen Ringe entweder ineinander geschoben und vernietet, wie in Fig. 19, Taf. XXVII, oder geflanscht und mit zwischen gelegten Versteigerungsringen vernietet, wie in Fig. 29, Taf. XXVII.

Das Detail der Verbindung der Wellblechrohre mit den gewölbten und eingezogenen Böden ist in Fig. 5, Taf. XXVI, und Fig. 4, 10

*) Siehe hierüber: Wencelides, Hilfsmaschinen und Werkzeuge zur Bearbeitung der Metalle. Officieller Bericht über die Weltausstellung in Philadelphia 1876

**) „Über die Befestigung der Siederohre in den Rohrwänden" ist eine Abhandlung des Verfassers in Dingler's Polytechnischem Journal, Bd. 227, enthalten.

und 14, Taf. XXVII, für den Vorderboden und in Fig. 9, Taf. XXIII, für den Hinterboden gezeichnet. Bei letzterem ist behufs leichterer Einbringung des Rohres ein Stemmring zwischen den eingezogenen Bodenrand und das Wellblechrohr eingelegt.

Die Roststäbe werden für rechteckige Planroste nach Fig. 88 und 89, Text, gewöhnlich einzeln geformt und einzeln auf die Rostträger gelegt, und nur bei sehr dünnen Stäben ist es gebräuchlich, 2 oder 3 nach dem Guss zusammen zu nieten. Für runde Roste dagegen stellt man sie nicht einzeln her, sondern zu gegitterten Rostplatten zusammen gegossen, wie in Fig. 143, Text.



Fig. 142. Galloway-Stutzen.

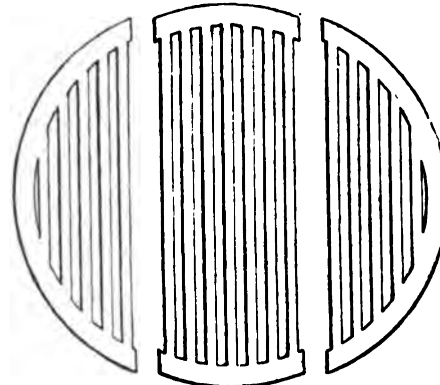


Fig. 143. Gegitterte Rostplatten zu einem runden Rost.

Nach Vollendung der Kesselschmiedarbeit folgt dann die Kesselprobe und zwar zuerst außeramtlich durch den Kesselschmiedmeister unter Intervention des Ingenieurs der Kesselschmiede, um sich von der Dichtheit der Nieten und Nietnähte, sowie von der hinreichenden Versteifung aller Kesseltheile zu überzeugen und erforderliche Nacharbeiten auszuführen und dann die amtliche Kesselprobe. Letztere kann durch den amtlich bestellten Prüfungscommissär oder, wenn der Benützer des Kessels einer vom Staate autorisierten Gesellschaft zur Überwachung des Dampfbetriebes als wirkliches Mitglied angehört, von den amtlich hierzu ermächtigten Organen dieser Gesellschaft vorgenommen werden. Die Probe erfolgt mittels Wasserdruck durch Anwendung einer sogenannten Kesselprobierpumpe. Dieselbe hat stets vor der allfälligen Einmauerung oder

Verkleidung des Kessels nach den für die amtliche Prüfung bestehenden Vorschriften stattzufinden. Bei Locomobilen ist die Probe mit der Verkleidung gestattet.

Der Probedruck hat in Österreich bei Dampfkesseln, welche bis zu einer effectiven Dampfspannung (Überdruck) von 2 *at* benützt werden sollen, das Doppelte, bei Kesseln für eine höhere Dampfspannung das ein- und einhalbfache des zulässigen größten Druckes, vermehrt um den Druck von 1 *at* zu betragen, also z. B. für einen Dampfkessel für 6 *at* Überdruck $6 + 3 + 1 = 10$ *at*.

In Deutschland erfolgt die Prüfung bei Dampfkesseln, welche für eine Dampfspannung von nicht mehr als 5 *at* Überdruck bestimmt sind, mit dem zweifachen Betrage des beabsichtigten Überdruckes, bei allen übrigen Dampfkesseln mit einem Drucke, welcher den beabsichtigten Überdruck um 5 *at* übersteigt, also z. B. für einen Dampfkessel für 6 *at* Überdruck mit $6 + 5 = 11$ *at*.

Über die amtliche Kesselprobe wird ein Certificat ausgestellt, welches auch die Hauptdimensionen des Kessels und der Sicherheitsventile und ihr Belastungsgewicht angegeben enthält.

Jeder Dampfkessel muss ferner gesetzlich mit dem Namen des Verfertigers und dem Jahr der Anfertigung bezeichnet sein, und es muss die für denselben bewilligte höchste effective Dampfspannung (Überdruck) in Atmosphären oder Kilogramm auf einen Quadrat-Centimeter ausgedrückt, an einer leicht sichtbaren Stelle des Kessels kennbar und dauerhaft ersichtlich gemacht werden und dies erfolgt gewöhnlich mittels einer kleinen gusseisernen oder aus Messing hergestellten Tafel.

Um eine richtige Einmauerung des Kessels zu sichern, ist es zweckmäßig vor seiner Einmauerung an dem Kessel — seiner Neigung entsprechend — die Feuerlinie anzureißen, nach welcher der Kessel am Platze der Einmauerung horizontal gelegt wird.

Bei der Herstellung, sowohl als bei der Reparatur der Kessel ist dafür Sorge zu tragen, dass die der Wärmeleitungsfähigkeit abträglichen Verdoppelungen der Blechlagen auf das für die Nietung erforderliche Maß beschränkt werden und die Nietköpfe nicht zu groß ausfallen. Bei Aufsetzen von Flecken muss die schadhafte Stelle mittels des Kreuzmeißels weit ausgehauen werden, um die unvermeidliche Verdoppelung der Wandstärke auf das Maß der für die Nietung erforderlichen Überlappung zu beschränken.

7. Anforderungen der Sicherheit des Dampfbetriebes. Hinsichtlich der Sicherheit des Dampfbetriebes gelten im Allgemeinen die Vorschriften der Dampfkesselgesetze.*)

Von größter Wichtigkeit sind in dieser Hinsicht die inneren und äußeren Revisionen des Kessels beim Kesselputzen, um Defecte rechtzeitig zu entdecken und rechtzeitig die Reparatur schadhaft gewordener Stellen vornehmen zu können.

Im allgemeinen ist seitens des Heizers und desjenigen Fabriksbeamten, dem die Überwachung des Dampfbetriebes obliegt, ein Hauptaugenmerk darauf zu richten, die Ursachen zu erkennen, als deren Folgen Dampfkesselexplosionen eintreten können. Als solche sind nach den heutigen Anschauungen folgende zu nennen:

1. Drucküberschreitung, also zu hoher Dampfdruck oder zu hohe Dampfspannung in Folge Überschreitung des höchsten zulässigen Dampfdruckes. (Übermäßige Anstrengung der Kesselbleche.)
2. Überlastung oder Verkeilung der Sicherheitsventile.
3. Wassermangel im Kessel und in Folge dessen das Sinken des Wasserstandes unter die Feuerlinie (Erglühen der Kesselbleche), durch Vernachlässigung ordnungsmäßiger Speisung, Unaufmerksamkeit des Heizers gegenüber dem Wasserstande (mangelhafte Wartung), Untauglichkeit der Speisevorrichtung, Schadhaftigkeit des Dampfkessels oder seiner Armatur, undichte Flanschenverbindungen, oder endlich durch mangelhafte Einmauerung des Kessels.
4. Ungenügende Festigkeit der Kesselwände, und zwar durch Verbrennung (z. B. Verbrennung der Feuerplatte durch öftere Überhitzung in Folge zu starker Feuerung bei Aufschichtung der Kohlen bis unter die Feuerplatte), Nietlochrisse, Blasen, Beulen, Anrisse, Corrosionen, örtliche Blechschwächung durch Alter und Abrostung von außen, schlechte Blechqualität, Materialfehler (Risse in den Nietnähten und Umbördelungen 2c.),

*) Die wichtigsten Bestimmungen des Dampfkessel-Gesetzes in Österreich und die in Deutschland giltigen allgemeinen polizeilichen Bestimmungen über die Anlegung von Dampfkesseln sind im Auszuge übersichtlich zusammengestellt in des Verfassers kleinerem Werke: Leitfaden des Dampfbetriebes für Dampfkesselheizer und Wärter stationärer Dampfmaschinen, sowie für Fabriksbeamte und Industrielle. Dritte verbesserte und vermehrte Auflage. Reichenberg 1888.

Constructionsfehler (zu geringe Blechdicke, Mangel an geeigneten Versteifungen 2c.), mangelhafte Ausführung und mangelhafte Reparatur.

5. Erschütterung der Wandung eines unter Druck stehenden Dampfkessels.
6. Plötzliche starke Abkühlung der Kesselwandung, insbesondere der dem Feuer am meisten ausgesetzten Kesselplatten (Feuerplatten) durch kalte Luft bei lange geöffneter Heizthüre und offenem Rauchschieber.
7. Kesselsteinablagerung*) in dicken Schichten an den der Einwirkung der Flamme und der heißen Gase am meisten ausgesetzten Blechplatten, in Folge vernachlässigter Obsorge beim Kesselputzen (Erglühen der Kesselbleche).
8. Spontane Dampfentwicklung durch rasche Druckverminderung bei normaler Dampfspannung (zu schnelles Öffnen des Dampfventiles) und durch Erschütterung des Kessels bei eingetretenem Siedeverzug.
9. Unachtsames Anschüren des Feuers nach Pausen**) bei geschlossenem Rauchschieber und in Folge dessen die Explosion im Feuerraum.
10. Feuer im Kesselhaus.

Die rechtzeitige Erkenntnis vorhandener Mängel in Bezug auf die Festigkeit des Bleches und die Zuverlässigkeit des Heizers in der gewissenhaften Erfüllung seiner Dienstespflichten bieten mithin die sicherste Gewähr gegen die Gefahr einer Dampfkesselexplosion.

---

*) Sehr stark Kesselstein absetzendes Wasser wird am besten auf chemischem Wege gereinigt und ist hierbei ein Chemiker zu Rathe zu ziehen, ohne dessen Intervention jedenfalls keine Chemikalien zur Anwendung zu bringen sind, da sonst leicht eher Schaden als Nutzen gestiftet werden kann.

**) Die Ansammlung explosiver Gase im Feuerraum eines Dampfkessels findet durch trockene Destillation statt, wenn am Rost glühende Kohle unter Luftabschluss bei verschlossener Heizthüre und Aschenfallthüre belassen wird. Es ist deshalb solche Aufbewahrung des Brennmaterials im Feuerraum, das sogenannte Decken des Feuers zu verbieten; findet es aber dennoch statt, wie z. B. bei Abstellung auf kurze Zeit (über Mittag) so muss man, ehe das Feuer wieder angeschürt wird, zuerst den Rauchschieber oder die Rauchklappe öffnen, damit diese Gase vorher in den Schornstein abziehen können. Letztere Vorsicht hat man übrigens auch am Morgen vor dem Anfeuern zu beobachten, um eventuelle Gefahren, welche durch die Explosion im Feuerraum entstehen, zu vermeiden.

Selbstverständlich darf der Kessel während des Ganges der Maschine unter keiner Bedingung ohne Aufsicht seitens eines Sachverständigen belassen werden und soll auch, um die Aufmerksamkeit des Heizers nicht abzulenken, das Kesselhaus Niemandem als dem Heizer oder den Heizern, falls deren mehrere im Kesselhause zugleich bedienstet sind, zum beständigen Aufenthaltsort dienen.

8. **Anforderungen der Ökonomie der Heizung.** Die Ökonomie der Heizung gelangt am kürzesten in folgendem Satze zum Ausdruck: Soll die Heizung ökonomisch sein, so muss die Dampferzeugung mit dem möglichst geringsten Aufwande von Brennmaterial erfolgen. Die Befolgung dieses Grundsatzes gewinnt insbesondere Wichtigkeit für größere Etablissements, in welchen die für das Brennmaterial pro Jahr zur Ausgabe gelangenden Beträge so hoch sind, dass Ersparungen auch nur weniger Procente hievon schon bedeutende Summen ausmachen.

Ob man aber ökonomisch heizt, darüber kann man nur durch möglichst genaue Messung der Wasserverdampfung und des gleichzeitigen Brennmaterialverbrauches mit Bestimmtheit Aufschluss erhalten. Es empfiehlt sich deshalb, einen verlässlichen Wassermesser einzustellen. Die Anzeigen desselben sind in bestimmten Zeitabschnitten in einem besonders hiezu angelegten Buche zugleich mit dem Kohlenverbrauch zu notieren und daraus Durchschnittswerte der mit 1 *kg* Kohle verdampften Wassermenge zu berechnen. Diese sind in einem Diagramm graphisch zur Darstellung zu bringen, welches letztere mit einem Blick den ganzen Verlauf einer längeren Periode übersehen lässt und die Anregung gibt, die Ursachen der Abnahme oder Zunahme dieser Größen zu ergründen und sich sohin der höchsten erreichbaren Ökonomie möglichst zu nähern. Wir empfehlen deshalb die Befolgung des Grundsatzes: „Es soll keine Kohle ungewogen auf den Rost und kein Wasser ungemessen in den Kessel gelangen, und dabei ordnungsmäßige Speisung mit normalem Wasserstande eingehalten werden.“ Heizerprämien werden mithelfen, die gewünschte Ökonomie zu erzielen.

Was nun der Heizer durch seine Person zur Erzielung ökonomischer Heizung beitragen kann, ist kurz benannt folgendes:

1. Das Brennmaterial soll möglichst trocken sein, den Rost vollständig und gleichmäßig in nicht zu hoher Schichte bedecken und in entsprechend geringer Menge aufgeworfen werden; das

Aufwerfen frischen Brennmaterials soll bei geschlossenem Rauchschieber und möglichst schnell erfolgen.

2. Die Beschickung hat sich nach dem vorhandenen Feuerungssysteme zu richten und ist deshalb alles diesbezüglich schon früher bei den Feuerungssystemen (S. 206) angegebene auch hier zu beachten.
3. Die Führung der Feuerung hat sich auf die Erhaltung constanter Dampfspannung also constanter Manometeranzeige zu richten, derart, dass bei steigender Dampfspannung der Zug mittels des Rauchschiebers zu mäßigen ist und umgekehrt.
4. Der Rost ist thunlichst von Schlacken und der Kessel außen von Ruß und Flugasche, und innen von Schlamm und Kesselstein frei zu halten. Es sind deshalb die Züge entsprechend oft, mindestens aber wöchentlich einmal zu putzen und muss innerhalb entsprechend langer Zeiträume das gründlich vorzunehmende Kesselputzen stattfinden, um den Kesselstein zu entfernen; mittlerweile soll bei stark schlammabsetzendem Wasser täglich am Morgen vor dem Anheizen und bei geringer Dampfspannung das Ablassen des Schlammes durch Öffnen des Ablasshahnes erfolgen. Deshalb, und um auch den für die Betriebssicherheit gefährlichen Siedeverzug hintanzuhalten, muss man stets vor Stillstandspausen und vor Abstellung des Kessels noch hinreichend viel Wasser in den Kessel speisen, einerseits um beim Anheizen stets lufthaltiges Wasser im Kessel zu haben, andererseits um auch nach dem Schlammablassen noch hinreichend viel Wasser im Kessel zu behalten.
5. Der Aschenfall ist öfters am Tage von Asche zu befreien und die normale Zugregulierung nicht durch Öffnen der Heizthüre, sondern mittels des Rauchschiebers zu bewerkstelligen.
6. Das Speisen soll nach Maßgabe des jeweiligen Dampfverbrauches, am besten continuierlich erfolgen,*) mindestens aber oft und mäßig derart, dass der Wasserstand nicht zu bedeutende Schwankungen in seiner Höhenlage erfährt.

   Bei steigender Dampfspannung wird man ebenfalls speisen, um dem ferneren Steigen derselben entgegenzuwirken.

---

*) Siehe hierüber „Anforderungen des Betriebes der Kolbenpumpen", P. I., Seite 232 u. d. f.

7. Das Speisewasser soll vorgewärmt in den Kessel gelangen und ist deshalb alles bei den Vorwärmern angegebene (Seite 201) auch hier zu beachten.
8. Die Dampfspannung ist möglichst hoch zu halten, also nahe gleich der höchsten zulässigen.

Bezüglich der Höhe der Dampfspannung ist mit Rücksicht auf den ökonomischen Dampfbetrieb hervorzuheben, dass es viel vortheilhafter ist, mit höherer Dampfspannung zu arbeiten und dass die höchsten erreichbaren Dampfspannungen auch der Anforderung höchster Ökonomie des Dampfbetriebes entsprechen. Theoretisch ist dieser Grundsatz am besten mittels der nachstehenden Fliegner'schen Dampfspannungs-Tabelle zu begründen, welche bis zu den höchsten gegenwärtig bei stationären Dampfkesseln angewendeten Dampfspannungen (13 *at* Überdruck = 14 *at* absolut) reicht.

Fliegner'sche Dampfspannungs-Tabelle.

Absolute Dampfspannung in Atmosphären à 1 kg/cm^2	Temperatur Grade Celsius	Calorien Gesammtwärme über Wasser von 0° C.	Differenz	Gewicht von 1 m^3 Dampf in kg
1	99,09	636,73	636,73	0,5717
2	119,57	642,97	6,24	1,096
3	132,80	647,00	4,03	1,603
4	142,82	650,06	3,06	2,101
5	150,99	652,56	2,50	2,590
6	157,94	654,68	2,12	3,074
7	164,03	656,53	1,85	3,553
8	169,46	658,18	1,65	4,028
9	174,38	659,68	1,50	4,499
10	178,89	661,06	1,38	4,967
11	183,05	662,33	1,27	5,432
12	186,94	663,52	1,19	5,895
13	190,57	664,63	1,11	6,355
14	194,00	665,67	1,04	6,813

Die erste Rubrik enthält die absoluten Dampfspannungen, also um 1 *at* mehr als das Manometer zeigt, welches nur den Dampfüberdruck über die äußere Atmosphäre oder die effective Dampfspannung angibt.

Die zweite Rubrik enthält die zugehörige Dampf- und Wassertemperatur und man kann durch ein in einem schmiedeisernen Rohr im Ölbad in den Wasserraum des Dampfkessels eingebrachtes Thermometer durch Beobachtung dieser Temperatur erkennen, ob Dampfspannung und Wassertemperatur im Einklange sind, oder ob die Wassertemperatur höher und mithin ein Siedverzug, z. B. durch eine oben auf dem Wasser schwimmende Fettschichte oder in Folge luftarmen ausgekochten Wassers vorhanden ist.

Die dritte Rubrik enthält diejenige Wärmemenge in Calorien, welche in 1 *kg* Dampf von der betreffenden Dampfspannung mehr enthalten ist, als in 1 *kg* Wasser von 0 ° C., welche also aufgewendet werden musste, um aus 1 *kg* Wasser von 0 ° C., 1 *kg* Dampf von der betreffenden Spannung zu erzeugen.

Die vierte Rubrik enthält die Differenz des Mehrerfordernisses an Calorien (C.) zur Erhöhung der Dampfspannung auf die nächstfolgende um 1 *at* höhere Dampfspannung, und es erfordert somit die erste Atmosphäre über Null volle 636,73 C., die zweite über Null, also die erste Atmosphäre Überdruck aber nur um 6,24 C. mehr, die dritte über Null nur um 4,03 C. mehr u. s. f.

Es wird also jede nächstfolgende Atmosphäre verhältnismäßig billiger zu stehen kommen und somit ist die Anwendung der höchsten Dampfspannungen ökonomisch am vortheilhaftesten.

Andererseits aber steht der hohen Dampfspannung bei den sogenannten dickwandigen Kesseln die große Blechstärke also der hohe Anschaffungspreis des dickeren Bleches gegenüber und daraus erklärt sich das Streben nach Vervollkommnung der Construction der dünnwandigen Wasserrohrkessel, welche bei verhältnismäßig sehr geringer Wandstärke ohne Gefahr die höchsten schon gegenwärtig in Anwendung gekommenen Dampfspannungen (bis 12 *at* Überdruck oder effective Dampfspannung) und noch mehr als diese zulassen, während man bei den dickwandigen Kesseln aus den genannten Gründen gegenwärtig gewöhnlich höchstens 7 *at* Überdruck (ausnahmsweise bei vorzüglichster Blechqualität bis 11 *at*) anwendet, und nur bei den verhältnismäßig kleinere Durchmesser aufweisenden Cylinderkesseln im allgemeinen bis 7,5 *at* Überdruck geht.

V. Die Dampfmaschinen.

1. Zweck und Arten der Dampfmaschinen. Die Dampfmaschinen dienen zur Verwertung der Dampfkraft durch Arbeitsleistung, also durch Vermittelung des Dampfkessels zur Umsetzung der Wärme in Arbeit.

Man unterscheidet nach der Wirkung des Dampfes Volldruckmaschinen und Expansionsmaschinen; nach der Grenze der Ausnützung der Dampfspannung Auspuffmaschinen und Condensationsmaschinen; ferner nach ihrer Construction Eincylindermaschinen, Zwillingsmaschinen, Dreicylindermaschinen, Viercylindermaschinen, Woolf'sche Maschinen, Compoundmaschinen, Tandem-Maschinen und Dreifach-Expansions-Dampfmaschinen, endlich oscillierende Dampfmaschinen und rotierende Dampfmaschinen. Nach ihrer Aufstellung unterscheidet man verticale oder stehende Dampfmaschinen, horizontale oder liegende Dampfmaschinen, Diagonalmaschinen, Wanddampfmaschinen, Balanciermaschinen. Endlich unterscheidet man stationäre Dampfmaschinen mit solidem Fundament für den Fabriksbetrieb, halbstationäre Dampfmaschinen oder Halblocomobile für den Kleingewerbebetrieb (Motoren für das Kleingewerbe) und für die Zwecke der elektrischen Beleuchtung, Locomobile, d. i. auf Rädern stehende Maschinen sammt Kessel, hauptsächlich für die Zwecke der Landwirtschaft verwendet, und endlich Locomotive. Mit Rücksicht auf die Steuerung unterscheidet man Dampfmaschinen mit Schiebersteuerung (Flachschieber und Rundschieber) und Dampfmaschinen mit Ventilsteuerung.

2. Haupttheile der Dampfmaschinen. Je nach der Detail-Construction sind die Haupttheile der Dampfmaschinen sehr verschieden. Im wesentlichen sind dieselben in den Taf. XLV bis LXIII zur Darstellung gebracht und nachstehend in Betracht gezogen.

Der Dampf vom Kessel gelangt zunächst durch das, z. B. bei der auf Taf. LI detaillierten Eincylinder-Dampfmaschine auf den Flanschenstutzen *A* aufgeschraubte Dampfeinlassventil in den Dampfcylinder *B* An diesen ist der Schieberkasten *C* angegossen oder anderwärts angeschraubt (Fig. 3, Taf. XLVI) beziehungsweise sind die Ventilkammern angegossen, (Taf. LIII und LIV), je nachdem die Maschine mit Schieber- oder Ventilsteuerung ausgerüstet ist. Im Dampfcylinder befindet sich

der Dampfkolben *D*, Fig. 2, Taf. LI, auf der Kolbenstange *E* und diese geht durch eine Stopfbüchse *F* hindurch.

Der Cylinderdeckel *G* ist entweder einfach geschlossen, wie in Fig. 2, Taf. LX, oder es geht die Kolbenstange auch rückwärts durch eine Stopfbüchse, um den Kolben besser zu tragen, wie in Fig. 1 und 2, Taf. LV. In ersterem Falle nennt man die Kolbenstange einseitig, in letzterem Falle beiderseitig durchgehend. Zum Schutze gegen Wärmeausstrahlung wird der Cylinderdeckel hohl gegossen, wie in Fig. 5, Taf. XLVII, eventuell auch in den Hohlraum Dampf vom Kessel geleitet, also der Cylinderdeckel geheizt. Der Cylinderdeckel *G* ist mit dem Cylinder mittels Flanschenverschraubung dampfdicht verbunden. Oben am Cylinder befindet sich die mit zwei Hähnen und dazwischen enthaltenem Fassungsraum für die Schmiere (Cylinderöl oder Talg) versehene Schmierbüchse *H*, Fig. 3, Taf. LI.

Die aus der Stopfbüchse hervortretende Kolbenstange ist am äußeren Ende mit dem Kreuzkopf *J* verbunden, welcher in der cylindrisch ausgebohrten Geradführung *K* während des Kolben-Hin- und Herganges gerade geführt wird. Der Kreuzkopf enthält den Kreuzkopfbolzen *M*, in welchen die Leitstange *L*, Fig. 2, Taf. XLVI (Schubstange, Pleuelstange) eingehängt ist, die mit ihrem zweiten Ende den Kurbelzapfen mit dem Leitstangenlagerkopf umfaßt. Bei kleineren Maschinen ist der Leitstangenkopf beim Kreuzkopfbolzen nur mit einer geschlossenen Metallbüchse ausgeführt, bei größeren Maschinen hingegen ist die Leitstange an beiden Enden mit nachstellbaren Lagerköpfen versehen.

Der Kurbelzapfen ist ein Stirnzapfen, welcher in der Kurbel *R*, Fig. 3, Taf. XLVII, befestigt ist, und letztere ist auf der Kurbelwelle oder Schwungradwelle aufgekeilt oder es ist eine Kurbelscheibe an Stelle der Kurbel vorhanden, wie z. B. in Fig. 8 bis 10, Taf. XLVII. Bei Locomobilen wird gewöhnlich eine gekröpfte Kurbelachse angewendet, wie in Fig. 3, Taf. XXXV.

Zunächst der Kurbel ist die Schwungradwelle gelagert, dann folgen darauf die Steuerungsexcenter bei Schiebersteuerung, wie in Fig. 3, Taf. XLVI, oder ein Kegelrad zum Antriebe der Steuerwelle, wie in Fig. 2, Taf. LV. Dann folgt das Schwungrad.

Das Schwungrad dient entweder zugleich als Riemenscheibe zur Übertragung der Arbeit auf die Transmission, wie in Fig. 5, Taf. XLVI, oder es ist als Seilscheibe ausgebildet, wie in Fig. 2, Taf. LV, und Fig. 2, Taf. LVIII, oder endlich ist neben dem Schwungrade eine Riemenscheibe zur Kraftübertragung vorhanden, wie in Fig. 3, Taf. XLVI.

Verzahnte Schwungräder (Holz in Eisen), wie solche früher vielfach ausgeführt wurden und noch jetzt in Anwendung stehen, werden bei neuen Anlagen nicht mehr angewendet.

Der aus dem Dampfcylinder abziehende Dampf gelangt entweder durch das z. B. auf den Ausströmungsstutzen N, Fig. 3, Taf. LI, aufgeschraubte Dampfausströmungsrohr (Auspuffrohr) in die freie Luft; es ist dann eine **Auspuffmaschine** im Gegensatze zu einer **Condensationsmaschine**, bei welcher der ausgenützte Dampf aus dem Dampfcylinder durch den Ausströmungscanal und das Ausströmungsrohr in den **Condensator** abfließt.

Durch die mittels der Steuerung erzielte Dampfvertheilung, wonach während des Kolbenaufwärtsganges der frische Dampf durch den linksseitigen Canal a, Fig. 2, Taf. LI, hinter dem Kolben in den Cylinder einströmt und durch den rechtsseitigen Canal a und den Ausströmungscanal a_0 vor dem Kolben ausströmt und umgekehrt, erfolgt vermöge des durch den vorhandenen **Kurbelmechanismus** bedingten Gesetzes die hin- und hergehende Bewegung des Kolbens und die ununterbrochene Drehung der Kurbel, welche durch die Wirkung des Schwungrades über die **todten Punkte** geführt wird.

In Fig. 1 und 2, Taf. XLVI, befindet sich zwischen dem Dampfeinlassventil und dem Schieberkasten die **Drosselklappe**, auf welche der **Regulator** einwirkt, um bei wechselnder Arbeitsbeanspruchung (wechselndem Kraftbedarf in Folge ausgerückter oder wieder eingerückter, von der Transmission betriebener Werkzeugmaschinen 2c.) den Gang der Maschine zu regulieren derart, dass die Schwankungen der minutlichen Umdrehungszahlen der Schwungradwelle innerhalb bestimmter Grenzen zu liegen kommen (Gleichförmigkeitsgrad, Ungleichförmigkeitsgrad), welche auch den, durch das Schwungrad bewirkten, Ausgleichungen der Unregelmäßigkeiten der Bewegung während je einer Kurbelumdrehung in Folge des wechselnden Dampfdruckes auf den Kolben und die jeden Augenblick wechselnde schiefe Stellung der Leitstange entsprechen. Dieselbe Anordnung der Einwirkung des Regulators auf die Drosselklappe weist die in Fig. 144, Text, gezeichnete kleine liegende Dampfmaschine auf, welche als Motor für das Kleingewerbe zugleich mit dem zugehörigen Dampfkessel auf gemeinschaftlichem Fundamentrahmen montiert ist. Diese Anordnung ist bei Schiebersteuerungen einfacherer Art gebräuchlich. Bei anderen Schiebersteuerungen und insbesondere bei den Ventilsteuerungen wirkt der Regulator direct auf die Steuerung ein, wie später in Betracht kommt.

Gewöhnlich steht mit der Dampfmaschine noch die Speisepumpe des zugehörigen Dampfkessels in Verbindung, wie z. B. in Fig. 2 und 3, Taf. XLVI. Die Kolbenbewegung erfolgt hierbei durch ein

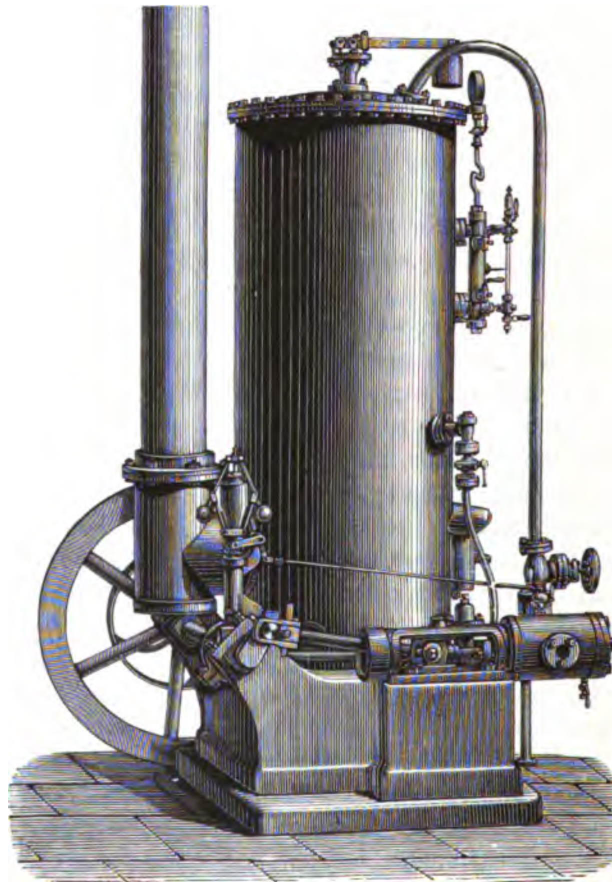


Fig. 144. Dampfmotor für Kleingewerbe.*)

Excenter, dessen Excenterscheibe auf der Schwungradwelle neben der zum Regulatorantrieb gehörigen Riemenscheibe aufgekeilt ist.

*) Die nachstehende Tabelle enthält die Hauptdimensionen, nach welchen Maschinen nach Fig. 144, Text, mit stehendem Kessel für 6 *at* Überdruck-Dampfspannung von der Maschinenfabrik Eßlingen, Filiale Cannstatt, vormals Gebrüder Decker & Co. in Cannstatt, ausgeführt werden.

Um das sich beim Anlassen der Maschine und beim vorhergehenden Anwärmen des Dampfcylinders in letzterem ansammelnde Condensationswasser abfließen zu lassen, sind zwei Hähne *PP*, Fig. 2 und 3, Taf. LI, unten am Cylinder und eventuell noch einer *Q*, Fig. 3, Taf. LI, unten am Schieberkasten angebracht (Zischhähne, Condensationswasserhähne), welche in diesem Zeitpunkte geöffnet werden und so lange offen bleiben, bis reiner Dampf ausströmt. Die nämlichen Hauptheile zeigt, mit abweichender Anordnung die Ständerdampfmaschine, Fig. 6, Taf. XLVI, welche eine ältere Maschinentype darstellt, die gegenwärtig nur mehr für ganz kleine Maschinen Anwendung findet. Die Zwillings-Wanddampfmaschine, Fig. 5, Taf. XLVI, weist eine größere Zahl der vorgenannten Hauptheile zweimal auf, indem bei derselben zwei gleiche Dampfcylinder sammt Steuerung und Kurbelmechanismus vorhanden sind, deren auf der gemeinschaftlichen Kurbelwelle aufgekeilte Kurbelscheiben die Kurbelarme unter 90° gestellt aufweisen (Kupplung unter rechtem Winkel oder unter 90°, Maschine mit unter 90° gekuppelten Kurbeln), wodurch sich der Vortheil gleichmäßigerer Kraftvertheilung während einer Umdrehung der Schwungradwelle und die Möglichkeit der Ingangsetzung auch in dem Falle ergibt, wenn eine der beiden Kurbeln im todten Punkte steht.

Ähnliches gilt von der Diagonalmaschine, welche in Fig. 145, Text, in der Ansicht gezeichnet ist, bei welcher die Achsen der beiden Dampfcylinder und der zugehörigen Geradführungen mit einander einen Winkel von 90° einschließen und die beiden Leitstangen an einer gemeinschaftlichen Kurbel wirken.

Tabelle der halbstationären Dampfmaschinen.

(Nach Fig. 144, Text.)

Effective Leistung in Pferdestärken	Cylinder-Bohrung *mm*	Kolbenhub *mm*	Tourenzahl pro Minute	Normaler Füllungsgrad	Heizfläche des Kessels in Quadratmetern	Schwungrad-Durchm. in Metern	Brutto-Gewicht in Kilogr.
2— 3	100	200	180	0,7	5	1	1800
4— 5	120	200	180	0,7	7,5	1	2250
5— 7	135	300	125	0,7	10	1,5	3500
7— 9	150	300	125	0,7	12,5	1,5	4500
9—12	170	350	110	0,4	15	1,75	5000
12—15	190	350	110	0,4	17,5	1,75	6000

Ganz kleine Dampfmaschinen werden mit einfacher Schiebersteuerung ausgeführt und es ist hierbei zur Schieberbewegung ein Steuerungsexcenter vorhanden, dessen Excenterscheibe auf der Schwungradwelle aufgekeilt ist.

Bei der in Fig. 1 bis 3, Taf. XLVI, dargestellten horizontalen Dampfmaschine mit Meyer'scher Steuerung ist noch ein zweites Steuerungsexcenter für den Expansionsschieber vorhanden, welcher auf dem Rücken des Vertheilungsschiebers gleitet und mittels eines Handrades für variable Expansion verstellbar ist. Auch bei dieser Maschine wirkt der Regulator auf eine Drosselklappe und dieselbe ist wieder eine Auspuffmaschine.

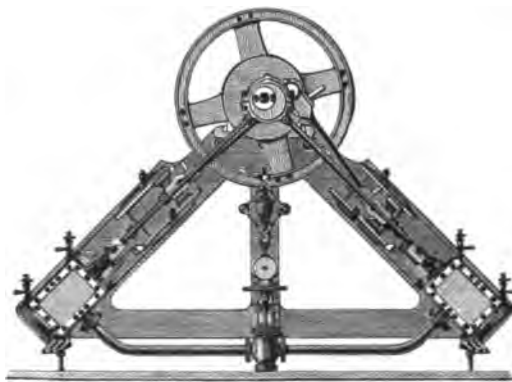


Fig. 145. Diagonal-Maschine (Zwillings-Dampfmaschine).

Die in Fig. 1 und 2, Taf. XLV, mit Details in Fig. 4, Taf. XLVI, und jene in Fig. 8 bis 10, Taf. XLVII, mit Details in Fig. 3 bis 6, Taf. XLV, dargestellte horizontale Dampfmaschine mit *Rider*-Steuerung haben ebenfalls zwei Steuerungsexcenter, eines für den am Rücken cylindrisch ausgebohrten Vertheilungsschieber und eines für den am Rücken des Vertheilungsschiebers gleitenden, ebenfalls cylindrischen, abgedrehten Expansionsschieber, aber die Verstellung des Expansionsschiebers für variable Expansion erfolgt durch den Regulator und es ist daher keine Drosselklappe vorhanden. Es wirkt hierbei, den in unserer Zeit bezüglich der Ökonomie des Dampfverbrauches gestellten Anforderungen entsprechend, der Regulator nicht mehr auf eine

Drosselklappe, da erkannt und nachgewiesen wurde, dass die Drosselung des Dampfes der ökonomischen Ausnützung der Dampfkraft abträglich ist. Dagegen aber verstellt der Regulator selbstthätig die Steuerung und ändert hiermit selbstthätig den Füllungsgrad, so dass für einen geringeren Kraftbedarf eine geringere Füllung eintritt und umgekehrt. Bei geringerem Füllungsgrad aber wird der Dampfcanal für die Dampfeinströmung in den Dampfcylinder früher abgesperrt und es ist somit das pro Kolbenhub verbrauchte Dampfquantum ein geringeres und umgekehrt, und dies allein entspricht der Forderung nach ökonomischem Dampfverbrauch.

Die in Fig. 4 und 5, Taf. LIX, in der Ansicht und Draufsicht gezeichnete horizontale Condensations-Dampfmaschine nach Ausführung der Prager Maschinenbau-Actiengesellschaft, vormals Ruston & Cie., besitzt an Stelle der Schiebersteuerung eine Ventilsteuerung nach Patent Radovanovič, mit vier Ventilen, zwei Dampfeinlassventile für die Dampfeinströmung oben am Cylinder, je eines an jedem Cylinderende, und zwei Auslassventile für die Dampfausströmung unten am Cylinder, ebenfalls je eines an jedem Cylinderende. Fig. 1, Taf. LIX, zeigt die Ventilanordnung im Verticalschnitt durch die beiden Ventile an einem Cylinderende; in Fig. 1 und 2, Taf. LVIII, ferner in Fig. 2 und 3, Taf. LIX, ist die übrige zugehörige Detailconstruction ersichtlich. Die Bewegung der Ventile erfolgt mittels Excenter und Hebelübersetzung von der parallel zur Cylinderachse dem Dampfcylinder entlang hingeführten Steuerwelle. Letztere wird von der Schwungradwelle mittels Kegelräder angetrieben und weist mit dieser die gleiche minutliche Umdrehungszahl auf. Auch bei dieser Maschine wirkt der Regulator direct auf die Steuerung ein, derart, dass die Einlassventile bei geringerem Kraftbedarf früher auf ihren Sitz zurückgeführt werden, und somit die Dampfeinlasscanäle früher absperren und umgekehrt.

Als weiteren Hauptbestandtheil weist die eincylindrige horizontale Condensationsmaschine, Fig. 1 und 2, Taf. LX, den Condensator auf, welcher hinter dem Dampfcylinder über dem Fundament steht. Die Detailconstruction eines so aufgestellten Condensators ist bereits P. I., Fig. 3 bis 10, Taf. XXI, und Fig. 1 bis 8, Taf. XXII, zur Darstellung gebracht. Der Luftpumpenkolben sitzt auf der verlängerten Kolbenstange der Dampfmaschine, welche durch die Stopfbüchse des rückwärtigen Cylinderdeckels hindurchgeht. Beide Kolben haben sonach gleichen Hub. Der aus dem Dampfcylinder abziehende Dampf gelangt durch das Ausströmungsrohr in den luftdicht verschlossenen Condensationsraum,

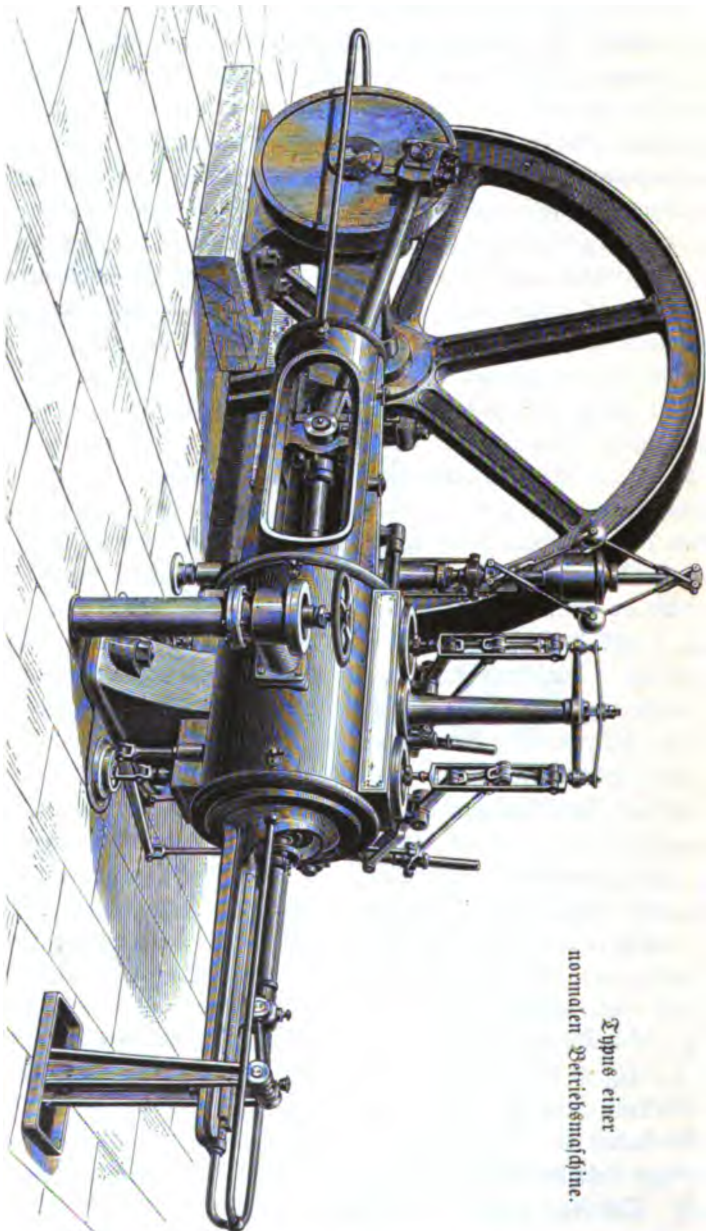


Fig. 146. Horizontale Condensations-Dampfmaschine mit Collmanns Patent-Ventilsteuerung.

in welchen auch das Einspritzwasser (Injectionswasser) durch den entsprechend weit geöffneten Einspritzhahn (Einspritzventil, Injectionshahn, Injectionsventil) in feinen Strahlen einfließt. Das sich nun in Folge der Condensation des aus dem Dampfcylinder ausströmenden ausgenützten Dampfes bildende Gemisch von Wasser, Dampf und Luft wird durch die Luftpumpe aus dem Condensationsraum abgezogen und in das Abflussrohr geleitet, durch welches das eingespritzte nun erwärmte Wasser mit dem durch die Condensation entstandenen Wasser als Condensationswasser (Warmwasser) abfließt, um durch den Abflusscanal wegzufließen.

Die Condensation bei Condensations-Dampfmaschinen bezweckt den Gewinn von nahezu einer Atmosphäre Druck für die Arbeitsleistung der Dampfmaschine gegenüber dem freien Auspuff in die Luft bei Auspuffmaschinen. Strömt der Dampf aus dem Dampfcylinder durch das Ausströmungsrohr in die freie Luft, so muss er während der Ausströmung den äußeren Luftdruck überwinden und sohin einen etwas höheren Druck aufweisen als der äußere Luftdruck, also etwas mehr als 1 *at* (im allgemeinen 1,2 *at*) und es drückt somit bei Auspuffmaschinen ein Gegendruck von etwas mehr als 1 *at* auf den Dampfkolben. Bei Anwendung der Condensation wird dieser Gegendruck (im allgemeinen bis auf 0,2 *at*) nahezu um eine volle Atmosphäre vermindert und die Condensationsmaschine erhält somit einen um nahezu 1 *at* höheren Arbeitsdruck. Die Arbeitsleistung der Dampfmaschine steigert sich jedoch nicht in gleichem Maße, indem die Condensation auch das Vorhandensein der zur Erhaltung des Vacuums erforderlichen Luftpumpe und eventuell der Kaltwasserpumpe voraussetzt, welche zu ihrem Betriebe eine bestimmte Arbeitsleistung erfordern. In großen Städten, wo entweder die Beschaffung des nöthigen Einspritzwassers oder in sumpfigen Gegenden, wo die Abfuhr des Condensationswassers Schwierigkeiten bereitet, ist die Anwendung der Condensation durch die örtlichen Verhältnisse ausgeschlossen.

Bei der in Fig. 146, Text, im perspectivischen Bilde dargestellten horizontalen Condensations-Dampfmaschine mit Collmann-Steuerung*) tritt die Kolbenstange ebenfalls durch eine Stopfbüchse im hinteren Cylinderdeckel aus dem Cylinder hervor, aber am

*) Nachstehende Tabelle enthält die Hauptdimensionen, nach welchen solche Maschinen von der Görlitzer Maschinenbau-Anstalt in Görlitz ausgeführt werden, mit Angabe der Leistung für 5,5 *at* Überdruck Anfangsspannung im Cylinder, Normalleistung bei 0,15 Füllungsgrad, Maximalleistung bei 0,33 Füllungsgrad.

Ende dieses Theiles der Kolbenstange ist ein gerade geführter Kreuzkopf vorhanden, von welchem durch Lenkstangen die Bewegung des Winkelhebels der im Fundamente stehenden Luftpumpe erfolgt. Den zugehörigen Condensator mit verticaler Luftpumpe zeigen die Fig. 1 bis 6, P. I., Taf. XXIII. An Stelle der Maschinenkurbel ist hier eine Kurbelscheibe mit Gegengewicht zur Ausbalancierung der hin- und hergehenden Massen vorhanden.

Bei größeren Dampfmaschinen, die in neuerer Zeit fast ausschließlich horizontal angeordnet sind, ist das Lager bei der Kurbel (Kurbellager), welches durch den Dampfdruck in horizontaler Richtung die größte Abnützung erfährt, anders construiert als das zweite Lager (Gegenlager). Während letzteres ein gewöhnliches zweitheiliges horizontal getheiltes Stehlager mit ebenso getheilten Metallschalen ist, kommt an der Kurbelseite bei kleineren Maschinen ein vertical oder unter 45° getheiltes schiefes

---

Tabelle der horizontalen Condensationsmaschinen.

(Nach Fig. 146, Text.)

Kolben-		Umdrehungen	Leistung in effectiven Pferdestärken		Schwungrad-	Ungefähr. Gesammt-
Durchm. *mm*	Hub *mm*	per Minute	Normal	Maximum	Durchm. in Meter	gewicht in Kilogr.
250	500	90	15	22	2,20	5200
275	500	90	18	26	2,20	5600
300	600	80	24	35	2,50	7000
325	600	80	28	42	2,82	8000
350	700	75	37	54	3,14	10500
375	700	75	43	64	3,45	11500
400	800	70	50	75	3,76	14000
425	800	70	60	90	4,08	15000
450	800	70	70	100	4,08	16500
480	950	65	85	120	4,50	20500
500	1000	65	100	150	4,50	23000
520	1000	65	115	170	4,7	26000
550	1000	65	130	190	5,0	31000
600	1100	60	150	220	5,0	35000
650	1100	60	180	260	5,5	40000
700	1200	55	215	300	5,5	48000
750	1200	55	250	350	6,0	52000
800	1300	50	290	400	6,0	60000
850	1300	50	330	450	7,0	68000

Lager vor, welches die Abnützung in horizontaler Richtung oder horizontal und vertical zugleich auszugleichen gestattet.

Da aber bei horizontalen Dampfmaschinen die hauptsächlich durch den Dampfdruck bedingte Abnützung des Kurbellagers in horizontaler Richtung verhältnismäßig am größten ist, so wendet man bei mittleren und großen Maschinen an der Kurbelseite ein viertheiliges Lager an, d. i. ein solches mit aus vier Theilen bestehender Lagerschale, wovon die beiden seitlichen in horizontaler Richtung nachstellbar sind. In Fig. 7 bis 9, Taf. XXXIV, ist ein viertheiliges Kurbelwellenlager nach Ausführung der Prager Maschinenbau-Actiengesellschaft, vormals Ruston & Cie. detailliert dargestellt.

Erfolgt die Dampfeinströmung nur auf einem Theil des Kolbenhubes, so wirkt der im Cylinder eingeschlossene Dampf während des übrigen Theiles desselben Kolbenhubes durch Expansion und hierin liegt der Unterschied zwischen einer Vollbruckmaschine und einer Expansionsmaschine.

Steht die Kurbel im todten Punkte, also der Kolben am Hubende, so muss, was immer für ein Steuerungssystem vorhanden ist, der Einströmungscanal für die Dampfeinströmung in den Cylinder bereits geöffnet sein und man nennt diese Canaleröffnung linear gemessen das lineare Voreilen für die Einströmung. In Folge dessen muss das innere Steuerungsorgan bereits den Canal zu öffnen beginnen, ehe noch der Kolben am Hubende angelangt ist, und es entsteht hierdurch die Voreinströmung des Dampfes und die Voreinströmungsperiode, welche so lange dauert, bis der Kolben am Hubende angelangt ist. Beim darauf folgenden Vorwärtsgang des Kolbens findet die Dampfeinströmung (Füllung, Admission) statt und es ergibt sich die Einströmungsperiode (Füllungsperiode, Admissionsperiode), welche so lange dauert, bis der Dampfeinströmungscanal durch das innere Steuerungsorgan abgeschlossen ist und die Dampfeinströmung zu Ende ist. Es beginnt nun die Expansion und ergibt sich als nächste Periode der Dampfvertheilung die Expansionsperiode, welche wieder nicht bis zu Ende des Kolbenhubes dauert, sondern beendet ist, sobald die Vorausströmung beginnt.

Es muss nämlich am Hubende des Kolbens, wenn dieser den Rückgang beginnen soll, der Ausströmungscanal für die Dampfausströmung bereits hinreichend weit geöffnet sein. Die Größe dieser erforderlichen Canaleröffnung linear gemessen heißt lineares Voreilen für die

Ausströmung. Es muss daher das innere Steuerungsorgan für die Ausströmung bereits den Canal zu öffnen beginnen, ehe noch der Kolben am Hubende angelangt ist, und es entsteht hierdurch die Vorausströmung des Dampfes und hiermit die Vorausströmungsperiode, welche so lange dauert, bis der Kolben am Hubende anlangt.

Der Kolben beginnt nun den Rückwärtsgang und es findet die Ausströmung statt.

Weil nun aber, noch ehe der Kolben wieder am Hubende angelangt ist, die Voreinströmung beginnen soll, muss bereits vorher das innere Steuerungsorgan den Ausströmungscanal abschließen; im Augenblicke dieses Canalschlusses ist die Ausströmungsperiode zu Ende und es beginnt die Compression des noch nach beendeter Ausströmung im Cylinder enthaltenen Dampfes und die Compressionsperiode erreicht ihr Ende, wenn wieder die Voreinströmung beginnt.

Es ergeben sich sohin, wie auch die Steuerung eingerichtet sein mag, während je eines Kolbenhin- und Herganges, also während je einer Kurbelumdrehung auf jeder Kolbenseite sechs Perioden der Dampfvertheilung und zwar während des Kolbenhinganges

1. die Einströmungsperiode (Füllungsperiode, Admissionsperiode),
2. die Expansionsperiode, und
3. die Vorausströmungsperiode,

und während des Kolbenherganges

4. die Ausströmungsperiode,
5. die Compressionsperiode, und
6. die Voreinströmungsperiode.

Der Unterschied der einzelnen Steuerungssysteme zeigt sich in Hinsicht der Dampfvertheilung in der kürzeren oder längeren Dauer einzelner Perioden und in schärferem oder langsamer verlaufenden Übergang der einzelnen Perioden, und man bedient sich zur Beurtheilung derselben des Indicator-Diagrammes.

In Fig. 7, Taf. XLIX, ist das ideelle Indicator-Diagramm für eine Auspuffmaschine mit $^7/_{10}$ Füllung gezeichnet und sind darin die sechs Perioden der Dampfvertheilung zu ersehen (I bis VI). Für die Expansion ist hierbei das einfache Mariotte'sche Gesetz angewendet. Der schädliche Raum, d. i. der am Hubende zwischen dem Kolben und Cylinderdeckel einschließlich des Einströmcanales vom Dampf gefüllte Raum, ist mit 5 % des ganzen vom Kolben durchlaufenen Raumes, und somit die

Länge desselben, wenn er als Cylinder mit der Kolbenfläche als Grundfläche dargestellt ist, 5 % vom Kolbenhub, also der Coëfficient des schädlichen Raumes

$$m = 0{,}05$$

angenommen.*) Die einzelnen Perioden, welche durch die einzelnen Linienstücke des Indicator-Diagrammes dargestellt sind, übergehen so ineinander, wie sie sich bei einer durchaus vollkommenen Steuerung ergeben würden.

Die Fig. 147 bis 152, Text, hingegen zeigen sechs praktisch tadellose Indicator-Diagramme, welche von solchen mittels des Indicators aufgenommenen Original-Diagrammen copiert sind. Die Diagramme zeigen Abrundungen an den Übergangsstellen, welche durch die Steuerung bedingt sind. Daraus, dass die Linie während der Ausströmungsperiode über der atmosphärischen Linie liegt, ersehen wir, dass die betreffende Dampfmaschine eine Auspuffmaschine war. Aus den verschiedenen Füllungsgraden erkennen wir, dass die Steuerung eine solche für variable

---

*) Nach dem Mariotte'schen Gesetz ist

$$p_x \,.\, v_x = p_1 v_1$$

und weil die Volumen $v_x v_1$ den Kolbenhüben $(s_x + m s)$ und $(s_1 + m s)$ proportional sind, so ist auch

$$p_x\,(s_x + m s) = p_1\,(s_1 + m s)$$

und es ergibt sich hieraus

$$p_x : p_1 = (s_1 + m s) : (s_x + m s)$$

und wenn man setzt

$$A B = m s;\; A C = (s_1 + m s);\; A P' = (s_x + m s)$$

und zieht $P' P \parallel D IV$, verbindet den so erhaltenen Punkt P mit A, so erhält man den Durchschnittspunkt N, zieht man endlich $N M \parallel A D$, so ist $M P' = N C$ und aus den ähnlichen Dreiecken $A P P'$ und $A N C$ ergibt sich

$$N C : P P' = A C : A P'$$

also

$$N C : p_1 = (s_1 + m s) : (s_x + m s)$$

Es ist also

$$N C = p_x$$

und wegen $N C = M P'$ auch

$$M P' = p_x$$

und somit ist M ein Punkt der Expansionscurve.

Um eine Reihe solcher Punkte zu bestimmen, nimmt man sich zwischen II' und IV eine Reihe von Punkten analog P an, zieht die Strahlen $P A$ wie in Fig. 7, Taf. XLIX, angedeutet, sucht die Durchschnittspunkte N mit $II' C$ und zieht endlich durch P die verticale und durch N die horizontale Gerade, deren Durchschnittspunkt M jedesmal einen neuen Punkt der Expansionscurve ergibt.

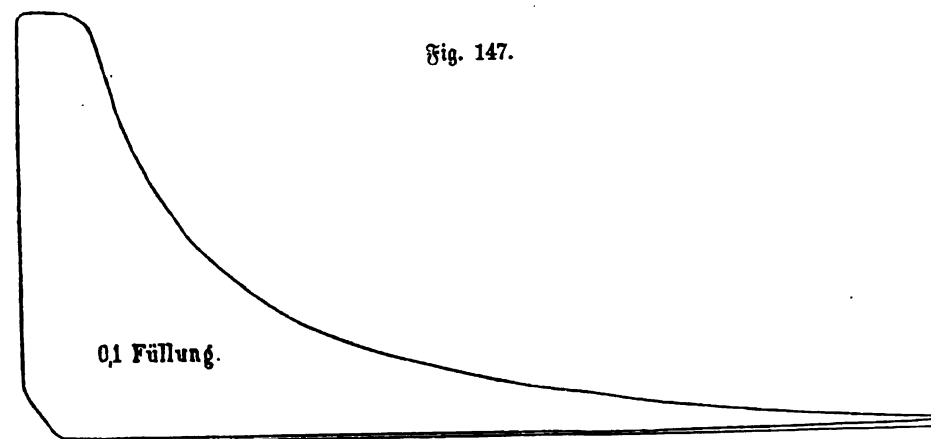


Fig. 147.

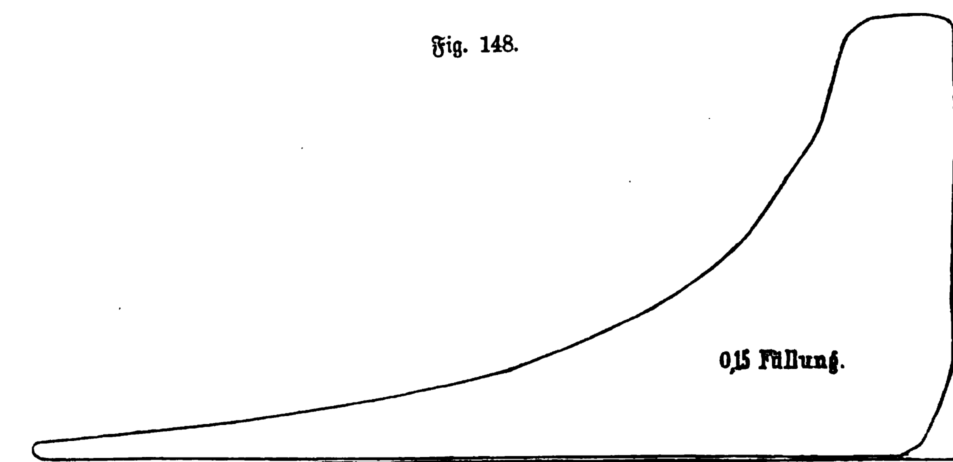


Fig. 148.

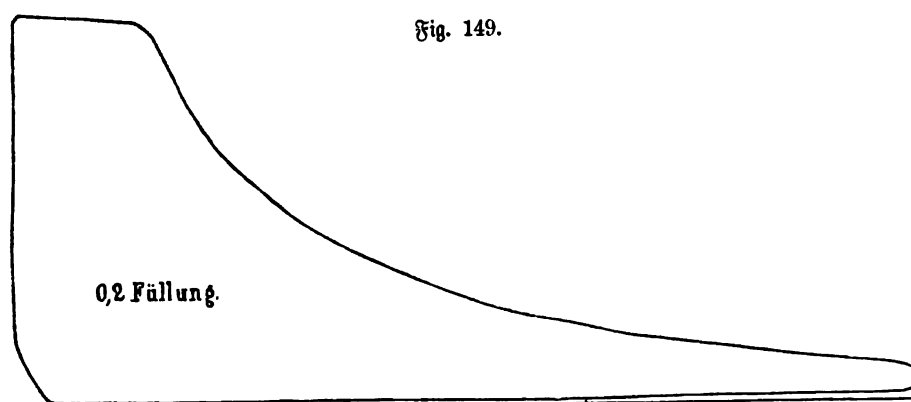


Fig. 149.

Fig. 150.

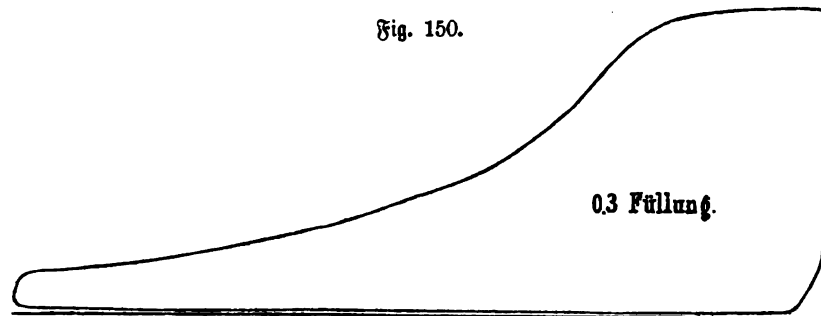
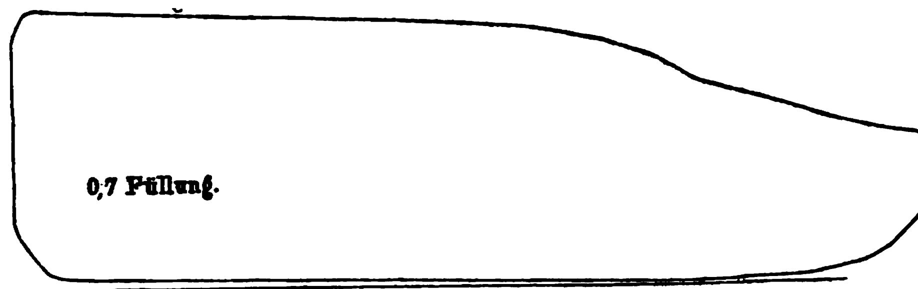


Fig. 151.



Fig. 152.





Indicator-Diagramme einer Auspuff-Dampfmaschine für die Füllungsgrade 0,1 bis 0,7.
(Fig. 147 bis 152.)

Expansion war. In der That sind die Diagramme an einer horizontalen Auspuff-Dampfmaschine mit Schiebersteuerung abgenommen, welche unter der Einwirkung des Regulators stehende variable Expansion für alle Füllungsgrade von 0,05 bis 0,7 Füllung aufweist. Der Maßstab der Dampfspannung für sämmtliche 6 Diagramme ist der Fig. 152, Text, beigedruckt.

In Fig. 153, Text, ist das ebenfalls tadellose Indicator-Diagramm einer Auspuffmaschine mit Ventilsteuerung nach dem Original-Diagramm copiert. Die Übergänge sind hierbei fast so scharf wie beim ideellen oder theoretischen Diagramm. Man erkennt darin im oberen

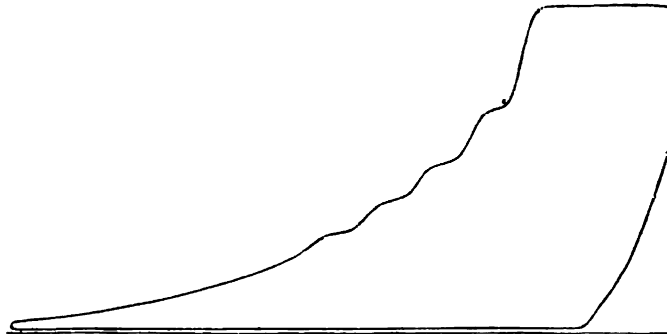


Fig. 153. Diagramm einer Auspuff-Dampfmaschine mit Collmann-Steuerung.

horizontalen Linienzuge die Einströmungsperiode, an deren Ende die Dampfeinströmung geschlossen ist. Die fallende Linie zeigt die Expansion des Dampfes an (Expansionslinie). Nahe am Ende des Kolbenhubes fällt diese Linie rascher ab, indem der Ausströmungscanal geöffnet wird und die Vorausströmung stattfindet. Beim nun folgenden Rückgang des Kolbens entweicht der Dampf durch das Auspuffrohr und der etwas über der atmosphärischen Linie befindliche Linienzug zeigt den Gegendruck während der Ausströmungsperiode an. Gegen Ende dieses Hubes steigt die Linie wieder ziemlich rasch, da der Ausströmungscanal durch das zugehörige Auslaßventil geschlossen wurde, und die Compression des zwischen dem Kolben und Cylinderdeckel eingeschlossenen Dampfes stattfindet. Es folgt darauf noch knapp vor dem Hubende des Kolbens die Wiedereröffnung des Einströmungscanals durch das Einlaßventil und somit die Voreinströmung.

Durch Vergleich der in gewissen aufeinanderfolgenden Zeiträumen von derselben Maschine abgenommenen Indicator-Diagramme erkennt man leicht, ob von dem tadellosen Diagramme Abweichungen vorkommen, welche entweder auf ein zu kleines lineares Voreilen, undichte Einströmungsventile oder Schieber, undichten Kolben, gedrosselte Einströmung oder gedrosselte Ausströmung, oder endlich undichte Ausströmungsventile oder Schieber schließen lassen u. s. f. Es sind dies Mängel in der Dampfvertheilung in Folge natürlicher Abnützung, welche sich bei richtiger Erkenntnis leicht beseitigen lassen.



Fig. 154. Diagramm einer Condensations-Dampfmaschine mit Collmann-Steuerung.

In Fig. 154, Text, ist das Indicator-Diagramm einer Condensationsmaschine mit Ventilsteuerung ebenfalls nach dem Original-Diagramm copiert, welches sich von dem vorherigen dadurch unterscheidet, dass der ausgenützte Dampf aus dem Cylinder in den Condensator abzieht und somit die Linie des Gegendruckes dem erzielten Vacuum entsprechend tief unter der atmosphärischen Linie liegt.

In den beiden Diagrammen Fig. 153 und 154, Text, ist die Expansionslinie (Expansionscurve) wellenförmig gestaltet, wie selbe thatsächlich vom Indicator gezeichnet wurde. Dass diese Linie, welche der gleichmäßig fortschreitenden Expansion entsprechend einen gleichmäßigen Verlauf zeigen sollte, wellenförmig gestaltet ist, rührt von den durch die Bewegung der Massen des Indicatorkolbens 2c. bedingten Schwankungen der Indicator-Federspannung her, welche bei größeren bewegten Massen des Indicators und namentlich bei sogenannten schnell laufenden

Dampfmaschinen, d. i. Dampfmaschinen mit verhältnismäßig großer minutlicher Umdrehungszahl der Schwungradwelle, stärker auftreten.

Bei Zwillingsmaschinen erhält jeder der beiden genau gleich dimensionierten Dampfcylinder gleiche Dampfvertheilung und Einströmung frischen Kesseldampfes und gibt also jeder Cylinder ein solches Indicator-Diagramm, wie wir selbe bisher kennen gelernt haben, welches die Eigenthümlichkeiten der an beiden Cylindern gleichen Steuerung erkennen läſst. Der Unterschied zwischen einer Zwillingsmaschine und einer Eincylindermaschine besteht also lediglich darin, daſs hier die Gesammtleistung durch zwei genau gleiche Maschinen erzielt wird, welche an einer gemeinsamen Schwungradwelle wirken und deren Kurbeln der gleichförmigeren Kraftvertheilung wegen unter 90° gekuppelt sind. Dasselbe gilt von den Dreicylindermaschinen und Viercylindermaschinen und sind bei ersteren die Kurbeln unter 120° gekuppelt u. s. f.

Je kleiner der Füllungsgrad bei einer Expansionsmaschine ist, je größer also die Expansion, desto höher muſs die Anfangs-Dampfspannung (Admissions-Dampfspannung) im Dampfcylinder sein, desto größer sind dann auch die Spannungs- und Temperaturdifferenzen zu Anfang und zu Ende des Kolbenhubes, von welchen die Condensation des Dampfes im Dampfcylinder abhängig ist, desto größer sind ferner die Spannungsdifferenzen vor und hinter dem Kolben und zu beiden Seiten der inneren Steuerungsorgane, von welchen die oft sehr bedeutenden Dampfverluste abhängen, welche namentlich durch die, wenn auch in geringem Maße, doch stets und bei der bestconstruierten Dampfmaschine vorhandene Undichtheit des Dampfkolbens bedingt sind. Es findet deshalb die Ökonomie des Dampfverbrauches bei Eincylindermaschinen eine Grenze, welche zu erweitern nur durch die Anwendung der Expansion in zwei oder mehr getrennten Cylindern möglich ist. Dieser Aufgabe entsprechen die *Woolf*'schen Maschinen, die *Tandem*-Maschinen, die *Compound*-Maschinen (neuerlich „Verbund-Maschinen" genannt) und die in den letzten drei Jahren als Fabriksdampfmaschinen eingeführten Dreifach-Expansions-Dampfmaschinen. Die drei ersteren Maschinensysteme besitzen einen kleineren, den Hochdruckcylinder, und einen größeren, den Niederdruckcylinder oder Expansionscylinder, und die Expansion findet nur theilweise im kleinen Cylinder statt, in welchen frischer Kesseldampf eintritt, zum größeren Theil im großen Cylinder, in welchen der Dampf aus dem kleinen Cylinder übertritt, nachdem er dort bereits gearbeitet

hat und hiebei theilweise expandiert ist. Der wesentliche Unterschied zwischen diesen Dampfmaschinensystemen ist folgender:

Bei der *Woolf*'schen Maschine sind beide Dampfkolben entweder genau gegenläufig, d. h. beide Kolben laufen zugleich nach derselben Richtung oder zugleich nach entgegengesetzter Richtung und befinden sich gleichzeitig am Hubende; der Dampf tritt während des ganzen Kolbenhubes ununterbrochen aus dem Hochdruckcylinder in den Niederdruckcylinder.

Bei der *Compound*-Maschine (Verbund-Maschine) sind die beiden Dampfkolben zeitweilig gleichläufig und zeitweilig gegenläufig, also wechselläufig, d. h. die beiden Dampfkolben wirken durch ihre Kolbenstangen und Leitstangen auf Kurbeln, welche auf derselben Schwungradwelle aufgekeilt sind, aber mit einander einen Winkel von 90 bis 105° einschließen. Es befinden sich also die Kolben nicht gleichzeitig am Hubende. Deshalb kann auch der Dampf nicht während des ganzen Kolbenhubes aus dem kleinen Cylinder in den großen Cylinder hinüberströmen, sondern es ist eine Zwischenkammer oder ein Zwischenbehälter als Dampfreservoir zwischen beiden Cylindern erforderlich, welches gewöhnlich mit dem englischen Namen *„Receiver“* benannt wird. In der Zwischenkammer wird der Dampf durch den die Wandung derselben bespülenden frischen Kesseldampf geheizt, welcher zum kleinen Cylinder strömt.

Die *Tandem*-Maschine ist aus der horizontalen *Woolf*'schen Maschine mit hintereinander liegenden Cylindern und auf gemeinschaftlicher Kolbenstange sitzenden Kolben, durch Einschaltung der bei der *Compound*-Maschine angewendeten Zwischenkammern entstanden.

Die *Woolf*'schen Maschinen wurden bis vor wenigen Jahren vielfach als *Woolf*'sche Balancier-Maschinen ausgeführt und Fig. 155, Text, zeigt eine solche mit dem zugehörigen Fundament. Die beiden Dampfcylinder stehen neben einander links von den Säulen, welche die Lager für die Balancier-Achse tragen. Die Geradführung der äußeren Kolbenstangenenden erfolgt mittels des Watt'schen Parallelogrammes, an welches auch die Kolbenstange der verticalen Luftpumpe des im Fundamente stehenden Condensators angehängt ist. An beiden Cylindern sind Schiebersteuerungen vorhanden und die Schieberbewegung erfolgt von der durch Kegelräder angetriebenen horizontalen Steuerwelle mittels des *Woolf*'schen Dreiecks. Die beiden Dampfkolben

haben hier gleichläufige Bewegung und es befinden sich beide Kolben gleichzeitig am oberen Hubende, sowie auch gleichzeitig am unteren Hubende. Es haben daher auch die beiden Dampfvertheilungsschieber gleichläufige Bewegung und der aus dem Dampfkessel zuströmende frische Kesseldampf gelangt zuerst in den Schieberkasten des kleinen, näher bei den Säulen stehenden Cylinders. Durch die Steuerung des kleinen

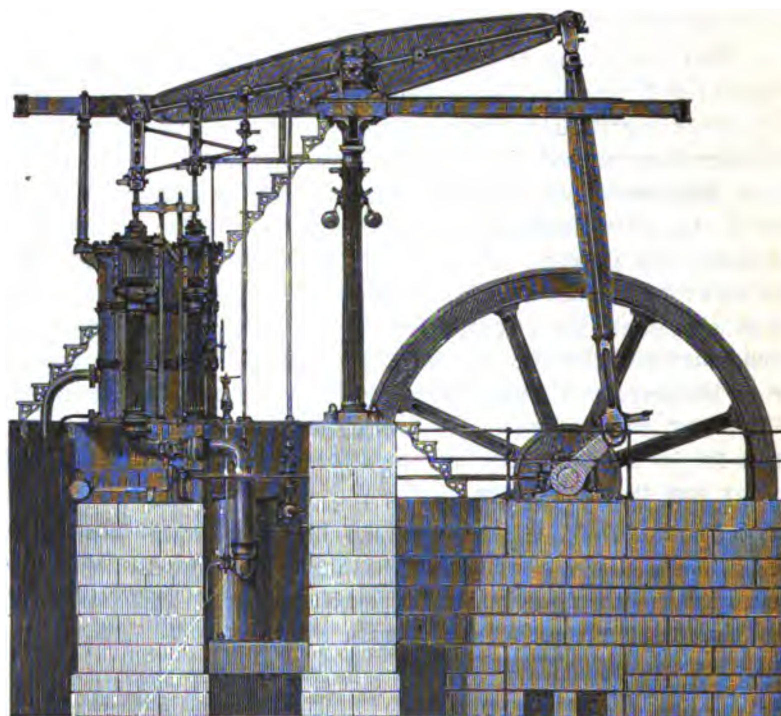


Fig. 155. *Woolf*'sche Balancier-Maschine.

Cylinders gelangt dieser Dampf abwechselnd unter und über den Kolben des kleinen Cylinders (Hochdruckcylinder), während gleichzeitig der im kleinen Cylinder bereits zum Theil ausgenützte Dampf von der Gegenseite des Kolbens durch den Ausströmungscanal aus dem kleinen Schieberkasten in den großen Schieberkasten des Niederdruckcylinders (Expansions-cylinder, Großer Cylinder) hinübertritt und bei entsprechend geöffnetem

Dampfeinströmungscanal abwechselnd über und unter den großen Kolben gelangt. Gleichzeitig entströmt der im großen Cylinder nunmehr zu vollständiger Expansion gelangte Dampf von der Gegenseite des großen Kolbens durch den Ausströmungscanal aus dem großen Schieberkasten in das Ausströmungsrohr und durch dieses in den Condensator. Die Bewegungsübertragung erfolgt mittels des Balanciers und der am zweiten Ende desselben eingehängten Leitstange auf die darunter befindliche Kurbel, welche wieder auf der Schwungradwelle aufgekeilt ist.

Sehr häufig findet man solche *Woolf*'sche Balancier-Maschinen in doppelter Anordnung als gekuppelte *Woolf*'sche Balancier-Maschinen oder Zwillingsmaschinen, mit unter 90° gekuppelten Kurbeln und gemeinsamer Schwungradwelle.

Auch findet man oft die beiden Dampfcylinder nicht nebeneinander, wie in Fig. 155, Text, sondern es befindet sich nur der große Cylinder an dem dort gezeichneten Platze, der kleine hingegen rechts von den Säulen am zweiten Arme des Balanciers angreifend, in welchem Falle ein längeres Dampfrohr den vom kleinen Cylinder abströmenden Dampf in den Schieberkasten des großen Cylinders leitet. Die beiden Dampfkolben haben in diesem Falle gegenläufige Bewegung derart, daſs sich der kleine Kolben am oberen Hubende befindet, wenn der große am unteren angelangt ist und umgekehrt.

Gegenwärtig werden Balancier-Maschinen nicht mehr gebaut.

Bei den horizontalen *Woolf*'schen Maschinen sind die beiden Dampfcylinder entweder hintereinander oder nebeneinander angebracht und die beiden Kolben wirken auf eine einzige Kurbel, oder es sind die Kurbeln bei nebeneinander liegenden Cylindern unter 180° gestellt. Auch diese Maschinen werden nicht mehr gebaut.

In Fig. 156, Text, ist eine *Tandem*-Maschine gezeichnet.*) Jeder der beiden hintereinander liegenden Cylinder hat eine besondere Steuerung; der kleine Cylinder eine solche für variable Expansion, unter directer Einwirkung des Regulators, der große dagegen eine solche mit von Hand verstellbarer Expansion.

---

*) Nachstehende Tabelle enthält die Hauptdimensionen, nach welchen solche Maschinen von der Görlitzer Maschinenbau-Anstalt in Görlitz ausgeführt werden, mit Angabe der Leistungen für 5,5 *at* Überdruck-Anfangsspannung im kleinen Cylinder, Normalleistung bei 0,3 und Maximalleistung bei 0,7 Füllung des kleinen Cylinders.

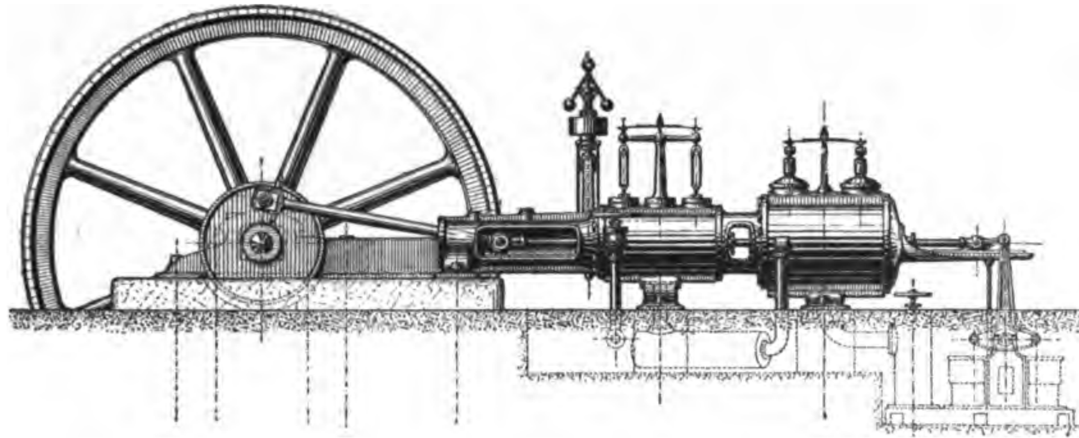


Fig. 156. *Tandem*-Maschine mit Collmann-Steuerung.

Die hier dargestellte *Tandem*-Maschine ist mit Ventilsteuerung an beiden Cylindern versehen, doch erfolgt die Regulierung allein an dem der Kurbel näher gelegenen kleinen Cylinder (Hochdruck-Cylinder), welcher stets mit Dampfmantel versehen ist und beide Cylinder erhalten eine starke Schichte Verpackung und abgedichtete Blechmäntel. Die Condensation ist zur Erzielung eines möglichst guten Vacuums unter der Fußboden-Ebene angebracht. Zwischen dem kleinen und großen Cylinder ist ein mit Dampfmantel versehenes Verbindungsrohr (Zwischenkammer oder *Receiver*) eingeschaltet, und deshalb wird eine solche Maschine zum Unterschiede von einer gewöhnlichen *Woolf*'schen Maschine eine *Tandem*-Maschine genannt.

In Fig. 1 bis 4, Taf. LVI, ist eine horizontale *Compound*-Maschine*) dargestellt. Die Detailconstruction der dabei angewendeten Steuerungen ist in Fig. 1 und 2, Taf. LVII, zu ersehen.

Der kleine Dampfcylinder der *Compound*-Maschine besitzt eine Collmannsteuerung für variable Expansion durch directe Einwirkung des Regulators, der große Cylinder dagegen von Hand verstellbare, übrigens fixe Expansion, durch eine, in Folge der Unabhängigkeit vom Regulator, etwas einfacher construierte Ventilsteuerung. Auf Taf. LV ist eine *Compound*-Maschine nach Ausführung der Görlitzer Maschinenbau-Anstalt dargestellt, bei welcher der kleine Cylinder mit Collmannsteuerung, der große Cylinder aber mit Meyer'scher Steuerung ausgeführt ist, was auch bei so großen Maschinen zulässig erscheint, weil der Dampf in den Schieberkasten des großen Cylinders schon mit verminderter Spannung eintritt.

Auf Taf. LXII und LXIII ist eine Dreifach-Expansions-Dampfmaschine dargestellt.**) Dieselbe besitzt drei Cylinder und zwar

Tabelle der Tandem-Maschinen.

(Nach Fig. 156, Text.)

Kolben-		Umdrehungen per Minute	Leistung in effectiven Pferdestärken		Schwungrad-Durchm. in Meter	Ungefähr. Gesammtgewicht in Kilogr.
Durchmesser mm	Hub mm		Normal	Maximum		
200 & 365	600	80	22	43	2,50	8400
225 & 410	700	75	30	59	2,82	11800
250 & 455	700	75	38	74	3,14	14000
275 & 500	800	70	50	97	3,45	17000
300 & 545	800	70	61	119	3,76	20500
300 & 550	1000	65	75	145	4,08	25300
325 & 590	1000	65	88	170	4,08	27000
350 & 635	1000	65	106	206	4,5	30000
375 & 680	1100	60	124	241	4,7	37000
400 & 730	1100	60	147	286	5,0	42000
440 & 800	1200	55	182	353	5,0	51000
470 & 855	1200	55	214	416	5,5	57000
520 & 945	1300	50	268	520	6,0	70000
570 & 1030	1300	50	328	636	7,0	78000

*) Ausführung von *J. Jessop and Son, Engineers, Leicester*, abgebildet und beschrieben: *„Engineering" February 3, 1888.*

**) Diese von Marky, Bromovsky & Schulz in Prag in ihrer Maschinenfabrik in Königgrätz erbaute Maschine, welche auf der Jubiläums-Ausstellung in Wien 1888

einen Hochdruckcylinder *I*, einen Mitteldruckcylinder *II* und einen Niederdruckcylinder *III*. Erstere zwei sind wie bei einer *Tandem*-Maschine hintereinander angeordnet, wie insbesondere in der Draufsicht in Fig. 1, Taf. LXII, und in der Ansicht in Fig. 1, Taf. LXIII, zu ersehen ist. Dieselben übertragen ihre Arbeitsleistung durch ihre gemeinschaftliche Kolbenstange und Leitstange auf die eine Kurbel. Der Niederdruckcylinder dagegen ist wie der Niederdruckcylinder bei einer *Compound*-Maschine daneben gestellt und überträgt seine Arbeitsleistung mittels der zugehörigen Kolbenstange und Leitstange auf die zweite Kurbel. Beide Kurbeln stehen zu einander unter einem Winkel von 90°.

Die Dreifach-Expansions-Dampfmaschine bezweckt die Ausnützung hoher Dampfspannung mit weitgehender Expansion und zwar ist die in Betracht stehende Maschine für eine Kesselspannung von 11 *at* Überdruck construiert.

Der Hochdruckcylinder und der Mitteldruckcylinder sind mit Ventilsteuerung nach Pröll's Patent ausgerüstet, wie in Fig. 2 (Mitteldruckcylinder *II*) und Fig. 3 (Hochdruckcylinder *I*), Taf. LXIII, ersichtlich. Der Niederdruckcylinder ist mit Corliss-Schiebern und zwar mit unten angeordneten Ein- und Auslassschiebern (Rundschiebern) versehen, von denen die beiden Einlassschieber des raschen Öffnens und Schließens wegen durch ein Excenter von einer Steuerscheibe, die Auslassschieber aber unmittelbar von einem zweiten Excenter bewegt werden. Unter normalen Verhältnissen arbeitet die Maschine als Dreifach-Expansions-Maschine, indem der frische Kesseldampf in den Hochdruckcylinder eintritt (20 bis 80 % Füllung) und nach theilweiser Expansion in die erste Zwischenkammer (erster *Receiver*), von hier während der Einströmungsperiode in den Mitteldruckcylinder (40 bis 50 % Füllung) und aus diesem nach abermaliger weiterer Expansion in die zweite Zwischenkammer (zweiter *Receiver*) und aus dieser endlich während der zugehörigen Einströmungsperiode in den Niederdruckcylinder (40 bis 50 % Füllung) übertritt, von wo er schließlich nach abermaliger Expansion in den Condensator abzieht. In diesem Falle

---

in Betrieb stand, ist abgebildet und beschrieben von C. Budil in der Zeitschrift des Vereines deutscher Ingenieure, Band XXXII, S. 1113, Taf. XLIV.

Die erste Dreifach-Expansions-Dampfmaschine als Fabriksdampfmaschine sah der Verfasser im Jahre 1887 bei Gebrüder Sulzer in Winterthur. In Österreich wurde die erste Dreifach-Expansions-Dampfmaschine von der Prager Maschinenbau-Actien-Gesellschaft, vormals Ruston & Cie. in Prag erbaut und vom Verfasser dort im Jahre 1888 besichtigt.

wirkt der Regulator nur auf die Steuerung des Hochdruckcylinders. Es kann jedoch diese Maschine auch in der Weise betrieben werden, dass in die beiden hinter einander liegenden Cylinder der linksseitigen Maschinenhälfte frischer Kesseldampf eintritt und nach erfolgter theilweiser Expansion aus beiden Cylindern zugleich in die zweite Zwischenkammer übertritt, um von dort während der Einströmungsperiode in den Niederdruckcylinder zu gelangen und nach weiterer Expansion aus diesem zum Condensator oder auch in die freie Luft abzuziehen. In diesem Falle wirkt die Maschine als *Compound*-Maschine (Verbundmaschine) mit zwei Hochdruckcylindern und einem Niederdruckcylinder und der Regulator beeinflusst dann die Steuerungen beider Hochdruckcylinder. Natürlich kann diese Maschine im Falle der Schadhaftigkeit des Hochdruckcylinders durch Ausschaltung desselben auch als *Compound*-Maschine mit einem Hochdruckcylinder (nämlich dem früheren Mitteldruckcylinder) und einem Niederdruckcylinder arbeiten.

Der Condensator *IV* (Fig. 1, Taf. LXII, und Fig. 2, Taf. LXIII) ist im Fundament rechts vom Niederdruckcylinder aufgestellt und die horizontale doppeltwirkende Luftpumpe wird mittels Schubstange und Hebelübersetzung von der Kurbel des Niederdruckcylinders angetrieben.

Arbeitet die Maschine normal als Dreifach-Expansions-Dampfmaschine, so tritt der Dampf, nachdem er durch einen Condensationswasser-Abscheider geströmt ist, bei *C* Fig. 1, Taf. LXII, aus der anschließenden Dampfzuleitung ein und gelangt durch das Dampfeinlassventil *G* in den Hochdruckcylinder, als Admissionsdampf. Der vom Hochdruckcylinder während der Ausströmungsperiode abziehende Dampf tritt durch das Rohr *H* und das nach oben zu geschlossene und gegen das Rohr *H* unten offene Doppelsitzventil *J* Fig. 3, Taf. LXIII, in die erste Zwischenkammer R_1 und weiter durch das Einlassventil *K* Fig. 1, Taf. LXII, und Fig. 2, Taf. LXIII, in den Mitteldruckcylinder. Aus diesem gelangt er durch das Rohr *P* in die zweite Zwischenkammer R_2 und von da weiter durch das Rohr *S* in den Niederdruckcylinder. Der von letzterem abziehende Dampf gelangt durch das, wie in Fig. 2, Taf. LXIII, gezeichnet, eingestellte Doppelsitzventil *T* in den Condensator. Falls durch das Doppelsitzventil *T* der Abschluss zum Condensator geschlossen ist, tritt der Dampf durch das Rohr *V* in die freie Luft und die Maschine arbeitet dann als Auspuffmaschine.

Durch ein in den in Betracht stehenden Zeichnungen nicht sichtbares Rohr und Absperrventil kann das Ausströmungsrohr *H* des Hochdruckcylinders mit der Zwischenkammer R_2 in Verbindung gebracht werden.

Geschieht dies und wird auch das Doppelsitzventil J niedergeschraubt, so tritt der bei C eintretende frische Kesseldampf gleichzeitig in den Hochdruckcylinder und durch die erste Zwischenkammer R_1 und das Einlassventil K in den Mitteldruckcylinder, wonach diese beiden Cylinder als Hochdruckcylinder arbeiten und gleichzeitig den von ihnen abziehenden Dampf durch die Rohre H und P nach der zweiten Zwischenkammer R_2 und weiter durch das Rohr S zum Niederdruckcylinder abführen. Die Maschine arbeitet dann als einfache *Compound*-Maschine mit zwei Hochdruckcylindern.

Bei der in Betracht stehenden Dreifach-Expansions-Dampfmaschine sind alle drei Cylinder mit Dampfmantel versehen und mit frischem Kesseldampf geheizt. Zum Abführen des Condensationswassers aus den Mänteln dient die Absaugepumpe VII, Fig. 1, Taf. LXII, welche mit der aus dem Abflussraum des Condensators saugenden Speisepumpe VI sowie die Luftpumpe von der Kurbel des Niederdruckcylinders angetrieben wird.

Um die Wirkung des Dampfes im Dampfcylinder der eincylindrigen Expansionsmaschine, oder im kleinen Cylinder der *Woolf*schen, *Tandem*- und *Compound*-Maschinen möglichst unabhängig von der Einwirkung der Abkühlung durch die Cylinderwände zu machen, wird der Dampfcylinder mit einem Dampfmantel umgeben und der Hohlraum zwischen der Mantelwand und der Cylinderwand von dem frischen Kesseldampf durchströmt.

Die bei der *Woolf*schen und *Compound*-Maschine erzielte Wirkung des Dampfes in den beiden getrennten Cylindern zeigt sich in den Indicator-Diagrammen des kleinen und großen Cylinders.

In Fig. 157 und 158, Text, sind die Indicator-Diagramme einer *Woolf*schen Balancier-Maschine nach Originalen copiert. Dem kleinen Cylinder mit Ventilsteuerung entspricht das Diagramm Fig. 157, Text, mit einer Indicatorfeder von 1 Zoll engl. = 24 Pfund engl. pro 1 Quadratzoll engl. und dem großen mit Schiebersteuerung versehenen Cylinder das Diagramm Fig. 158, Text, mit schwächerer Feder, und zwar 1 Zoll engl. = 12 Pfund engl. pro 1 Quadratzoll engl. Man erkennt hierin zunächst den ununterbrochenen Übertritt des Dampfes aus dem kleinen in den großen Cylinder während des Kolbenrückganges. Ferner erkennt man auch wieder in jedem Diagramm die sechs Perioden der Dampfvertheilung, wobei Füllungsperiode und Expansionsperiode für den großen Cylinder zusammenfallen, wenn vom Canalschluss während der Compressionsperiode im kleinen Cylinder abgesehen wird, denn der Dampf

expandiert eben bei seinem Übertritt vom Volumen des kleinen Cylinders in dasjenige des großen Cylinders mit Einschluſs der Zwischenräume.

In Fig. 159 und 160, Text, sind die Indicator-Diagramme einer horizontalen *Compound*-Maschine nach Originalen copiert, an deren kleinem, mit Collmannsteuerung ausgerüsteten Cylinder das Dia-



Fig. 157. Indicator-Diagramm des Hochdruck-Cylinders einer *Woolf*'schen Balancier-Dampfmaschine (alte Ventilsteuerung).

Cylinderdurchmesser = 684 *mm*, Kolbenhub = 838 *mm*, Umdrehungszahl = 36 pro Minute, Feder 1 Zoll engl. = 24 Pfund pro 1 Quadratzoll engl.

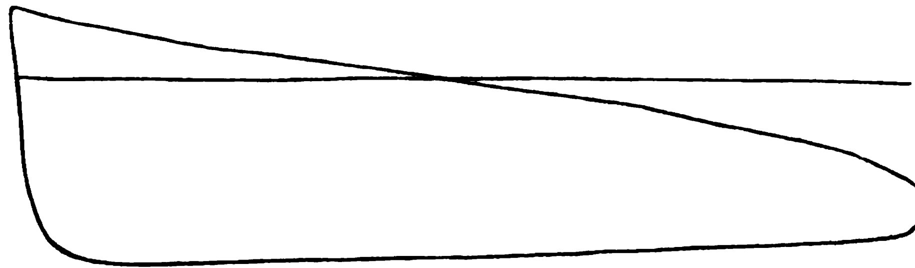


Fig. 158. Indicator-Diagramm des Niederdruck-Cylinders einer *Woolf*'schen Balancier-Dampfmaschine (Schiebersteuerung).

Cylinderdurchmesser = 737 *mm*, Kolbenhub = 1677 *mm*, Umdrehungszahl = 36 pro Minute, Feder 1 Zoll engl. = 12 Pfund pro 1 Quadratzoll engl.

gramm Fig. 159, Text, mit einer Indicatorfeder von 9 *mm* = 1 *at* und an deren großem mit Schiebersteuerung versehenen Cylinder das Diagramm Fig. 160, Text, mit einer Indicatorfeder von 15 *mm* = 1 *at* aufgenommen wurde.

Man erkennt am Diagramm des kleinen Cylinders ein schwaches Ansteigen der Spannung beim Übertritt in den *Receiver* und dann bei

der Eröffnung des Canals für die Einströmung in den großen Cylinder ein schwaches Fallen derselben.

Das Diagramm des großen Cylinders dagegen zeigt ungefähr 0,4 Füllung bei entsprechend sinkender Spannung und darauf folgend die Ex-

Fig. 159.

Feder 9 *mm* = 1 *kg/cm*²; p_m = 2,56 *at* = mittlerer Dampfdruck.

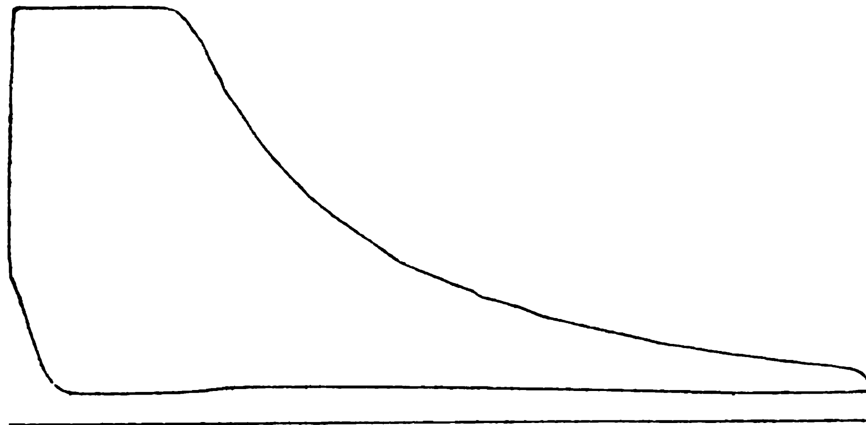
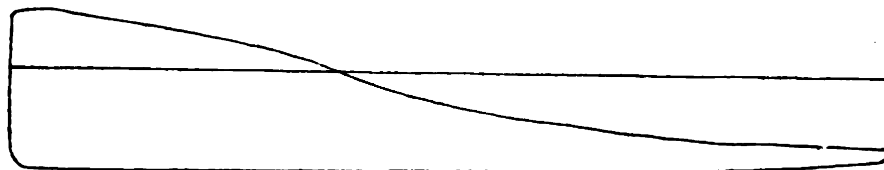


Fig. 160.

Feder 15 *mm* = 1 *kg/cm*²; p_m = 0,735 *at* = mittlerer Dampfdruck.



Indicator-Diagramme der *Compound*-Maschine nach Fig. 1 bis 5, Taf. LV.
(Fig. 159 und 160.)

pansion, so dass wieder jedes Diagramm die sechs Perioden der Dampfvertheilung deutlich erkennen läſst.

Die Indicatordiagramme einer Dreifach-Expansions-Dampfmaschine sind in Fig. 161 bis 163, Text, dargestellt. Das Diagramm von dem mit Pröll'scher Ventilsteuerung ausgerüsteten Hochdruckcylinder Fig. 161

Fig. 161.

Feder 7 *mm* = 1 *kg/cm²*; p_m = 2,65 *at* = mittlerer Dampfdruck; Hochdruckcylinder.

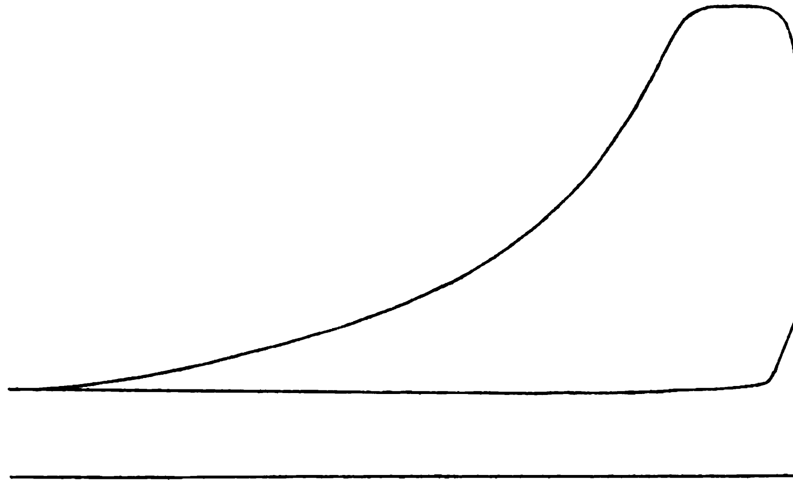


Fig. 162.

Feder 18 *mm* = 1 *kg/cm²*; p_m = 0,63 *at* = mittlerer Dampfdruck; Mitteldruckcylinder.

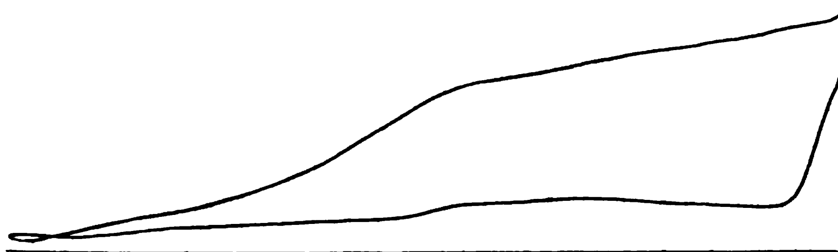
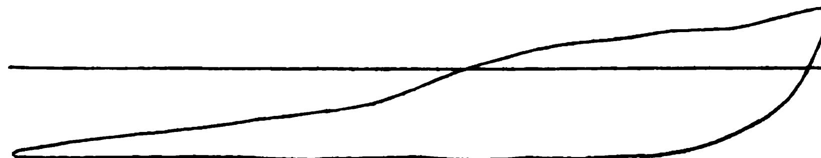


Fig. 163.

Feder 18 *mm* = 1 *kg/cm²*; p_m = 0,46 *at* = mittlerer Dampfdruck; Niederdruckcylinder.



Indicator-Diagramme der Dreifach-Expansions-Dampfmaschine Taf. LXII und LXIII.
(Fig. 161 bis 163.)

läſst erkennen, daſs derſelbe mit rund 16 % Füllung arbeitet. Hierbei verläuft die Expanſionslinie und die Ausſtrömungslinie bereits in eine ſcharfe Spitze. Das Diagramm des Mitteldruckcylinders Fig. 162 weist rund 50 % Füllung auf und ebenſoviel jenes des Niederdruckcylinders, Fig. 163.

Auf Taf. LXII ſind die Hauptdimenſionen der Maſchine, an welcher die in Betracht ſtehenden Diagramme abgenommen ſind, überſichtlich zuſammengeſtellt und die berechneten Leiſtungen für 20,50 und 80 % Füllung im Hochdruckcylinder auf Grund theoretiſcher Diagramme angegeben, welche bei Annahme des Mariotte'ſchen Geſetzes für die Expanſion des Dampfes mit Berückſichtigung der in den Cylindern ſtattfindenden Compreſſion für die genannten Füllungsgrade conſtruiert wurden.

Ein ganz wichtiger Beſtandtheil der Anlage einer ſtationären Dampfmaſchine iſt endlich das Dampfmaſchinen-Fundament, deſſen ſolide Ausführung Einfluſs hat auf die Erhaltung dauernd ungeſtörten Betriebes. Fig. 1—3, Taf. XLVI, zeigt die cotierte Zeichnung des Fundamentes einer horizontalen Auspuff-Dampfmaſchine, beſtehend aus Sandſtein-Quadern und mit Cement gemauertem Ziegelmauerwerk. In Fig. 1 bis 3, Taf. LVI, und Fig. 4, Taf. LIX, ſind ebenfalls die Fundamente in die Zeichnung aufgenommen.

Locomobile ſind bereits in Fig. 1 bis 3, Taf. XXXV, und 130, Text, abgebildet, eine Locomotive iſt in Fig. 1 und 2, Taf. XXXVII, mit voller Ausrüſtung gezeichnet, und auch halbſtationäre Maſchinen ſind bereits in Fig. 128, 129 und 144, Text, vorgeführt worden.

3. Conſtruction und Dimenſionsbeſtimmung des Dampfcylinders und Maſchinenbettes.*) Das Maſchinenbett erhält gegenwärtig gewöhnlich die Form des Bajonettbalkens wie in Fig. 1 bis 7, Taf. XLVII

*) Für die Berechnung der Nutzleiſtung, des Dampfverbrauches und der Einſpritzwaſſermenge der Dampfmaſchinen aus den gegebenen Dimenſionen und der angenommenen Kurbelumdrehungszahl oder Kolbengeſchwindigkeit, kommen am einfachſten Tabellen zur Anwendung, wie ſolche in dem Werke „Hrabak, Hilfsbuch für Dampfmaſchinentechniker" enthalten ſind. Bei Feſtſtellung der erforderlichen Nutzleiſtung der Dampfmaſchine muſs ebenſo wie bei den Waſſermotoren berückſichtigt werden, daſs auch die Transmiſſion hievon einen Theil conſumiert und mithin zur Summe der für den Betrieb jeder einzelnen Maſchine erforderlichen Arbeit in effectiven Pferdeſtärken noch ein Zuſchlag von 10 bis 15 %, je nach der Art und den örtlichen Verhältniſſen der Transmiſſion, in die Rechnung geſtellt werden. Die Conſtruction und Dimenſionsbeſtimmung jener Theile der Dampfmaſchine, welche in die Claſſe der Maſchinenelemente fallen, ſetzen wir als bekannt voraus.

gezeichnet und die Verbindung des Dampfcylinders mit dem Maschinenbett erfolgt in der dort ersichtlichen Weise, wobei ein Fuß am Cylinder und ein zweiter am Bett beim Kurbellager am Fundament aufruht und jeder Fuß mit vier Fundamentschrauben festgeschraubt ist. Wir nennen daher diese Construction „Normalcylinder mit Normalbett". Manchmal wird der Dampfcylinder freitragend montiert und das Bett mit zwei Füßen auf das Fundament aufgestellt, wie in Fig. 1 und 2, Taf. XLV, oder das Bett auf seiner ganzen Länge auf das Fundament aufgelegt, wie in Fig 8 bis 10, Taf. XLVII, gezeichnet. Bei größeren Dampfmaschinen wird der bajonettförmige Bettbalken gewöhnlich zum größeren Theile auf das Fundament aufgelegt, wie in Fig. 1 und 2, Taf. LV, Fig. 1 und 2, Taf. LVI, Fig. 1 und 2, Taf. LVIII, zu ersehen ist. In jedem Falle ist das Maschinenbett hohl gegossen.

Bezeichnet

D den Kolbendurchmesser der Dampfmaschine in Millimeter,

d den Durchmesser der Kolbenstange in Millimeter,

δ die Wandstärke des Dampfcylinders im ausgebohrten Theil in Millimeter,

so kann man nehmen

$$\delta = 20\ mm + 0{,}01 \,.\, D \quad \ldots \quad (447$$

$$d = \frac{1}{5} \,.\, D \text{ bis } \frac{1}{7} \,.\, D \quad \ldots \quad (448$$

ersteres für kleinere, letzteres für größere Kolbendurchmesser; ferner für die Kolbenstangen des Niederdruckcylinders der *Compound*- und Dreifach-Expansionsmaschinen

$$d = \frac{1}{8} \,.\, D \text{ bis } \frac{1}{8{,}5} \,.\, D \quad \ldots \quad (449$$

Ferner nehmen wir die Wandstärke des Schieberkastens und der Ventilgehäuse.

$$\delta_1 = 0{,}67\ \delta \text{ bis } 0{,}75\ \delta \quad \ldots \quad (450$$

die Flanschendicke des Cylinders und der Cylinderdeckel

$$\delta_2 = 1{,}17\ \delta \text{ bis } 1{,}25\ \delta \quad \ldots \quad (451$$

die Flanschendicke des Schieberkastens und der Ventilgehäuse sowie der Deckel dazu

$$\delta_3 = \delta \quad \ldots \quad (452$$

den Durchmesser der wegen des Auslaufens der Kolbenringe erforderlichen Erweiterung der Cylinderbohrung an den beiden Enden des Cylinders

$$D_1 = 7\ mm + 1{,}01 \,.\, D \quad \ldots \quad (453$$

den Spielraum zwischen dem Kolben am Hubende und dem Cylinderdeckel

$$\sigma = 3\ mm + 0{,}01 \,.\, D \quad \text{(454}$$

die Anzahl der Cylinderdeckelschrauben

$$i = 2 + 0{,}02 \,.\, D \quad \text{(455}$$

den Gewindekerndurchmesser der Cylinderdeckelschrauben

$$d_1 = D \,.\, \sqrt{\frac{p}{i \,.\, S}} \quad \text{(456}$$

wobei

p der Dampfüberdruck auf den Cylinderdeckel in Kilogramm pro 1 mm^2 z. B.

$p = 0{,}06\ kg/mm^2$ für 6 *at* Überdruck

$S = 2{,}8\ kg/mm^2$ die Beanspruchung der Schrauben.

Bezeichnet ferner

D den Kolbendurchmesser in Meter

s den Kolbenhub in Meter

R den Kurbelhalbmesser in Meter,

n die minutliche Umdrehungszahl der Kurbel,

c die mittlere Kolbengeschwindigkeit in Meter pro Secunde

so ist

$$c = \frac{2\ n\ s}{60} \quad \text{(457}$$

und man kann nehmen:

a) für gewöhnliche Maschinen mit Schiebersteuerung, mit mäßiger Umdrehungszahl

$$c \lesseqgtr 1{,}5\ m \quad \text{(458}$$

$$R = D \quad \text{(459}$$

$$s = 2\ R \quad \text{(460}$$

b) für schnellgehende Maschinen, mit Ventilsteuerung, mit hoher Umdrehungszahl

$$c = 1{,}7 \text{ bis } 2\ m \quad \text{(461}$$

$$R \lesseqgtr D \quad \text{(462}$$

$$s = 2\ R \quad \text{(463}$$

c) für Corliss- und Flachschiebermaschinen mit hoher Kolbengeschwindigkeit bei mäßiger Umdrehungszahl

$$c = 1{,}5\ m \text{ bis } 2\ m \quad \text{(464}$$

$$R \gtreqless 1{,}2\ D \quad \text{(465}$$

$$s = 2\ R \quad \text{(466}$$

Für den Bajonettbalken kann man mit den in Fig. 2, 3 und 6, Taf. XLVII, cotierten Bezeichnungen nehmen:

die Breite des Bettquerschnittes beim Lager

$b = 0{,}6\ D$ bis $0{,}45\ D$ . . . . (467

die Höhe des Bettquerschnittes beim Lager

$h = 0{,}9\ D$ bis $0{,}75\ D$ . . . . (468

die Breite des Bettquerschnittes bei der Geradführung

$B = 0{,}87\ D$ bis $0{,}70\ D$ . . . . (469

die Höhe des Bettquerschnittes bei der Geradführung

$H = D$ bis $0{,}85\ D$ . . . . (470

erstere Werte für kleinere Kolbendurchmesser, letztere etwa von $D = 500\ mm$ aufwärts; die Wandstärke des Bettes

$\delta' = 15\ mm + 0{,}04\ D$ . . . . (471

wobei wieder D in Millimeter einzusetzen ist.

Die Höhe der Cylinderachse über dem Fußboden des Maschinenhauses beträgt im Allgemeinen (Fig. 8, Taf. XLVII)

$H_1 = 600$ bis $1000\ mm$ . . . . (472

und bei gewöhnlichen Maschinen mittlerer Größe

$H_1 = 800\ mm$ . . . . (473

Den äußeren Gewindedurchmesser der Fundamentschrauben nehmen wir, unter der Voraussetzung, dass deren vier Stück beim Cylinderfuß und vier Stück beim Lagerfuß, also im Ganzen acht Stück vorhanden sind

$d = 12\ mm + 0{,}06\ D$ . . . . (474

Ferner kann man nehmen, wenn der Dampfüberdruck auf den Kolben während der Admission mit p bezeichnet und in kg/cm^2 (also in Atmosphären) in die Rechnung gestellt wird, um mit dem Leitstangenmittel möglichst nahe an das Kurbellager heran zu kommen, wobei auch die Länge der Kurbelnabe nach Thunlichkeit zu beiden Seiten des Kurbelarmes oder der Kurbelscheibe zu entwickeln ist, den Durchmesser des gussstählernen Kurbelzapfens

$d = 0{,}0985\ D \,.\, \sqrt{p}$ . . . . (475

bei der Länge desselben

$l = 1{,}25\ d$ . . . . (476

entsprechend einem Abnützungsdrucke von 65 *at*; ferner den Durchmesser der mit Kreisquerschnitt aus Bessemerstahl hergestellten Leitstange

in der Mitte des Schaftes

$d_0 = d$ . . . . (477

am Ende der Kurbelseite

$d_1 = 0{,}82\ d$ . . . . (478

am Ende an der Kreuzkopfseite

$d_2 = 0{,}75\ d$ . . . . (479

den Durchmesser des gussstählernen Kreuzkopfbolzens

$d_3 = 0{,}85\ d$ . . . . (480

bei einer Länge desselben im Lager

$l_3 = 1{,}3\ d_3$ . . . . (481

den Durchmesser der Schwungradwelle aus Bessemerstahl im Kurbellager

$d_4 = 0{,}187 \,.\, D \,.\, \sqrt{p}$ . . . . (482

bei der Lagerlänge

$l_4 = 1{,}5\ d_4$ bis $2\ d_4$ . . . . (483

entsprechend einem Abnützungsdrucke von 15 bis 11,25 *at*; endlich den Durchmesser der Schwungradwelle in der Schwungradnabe bei gewöhnlicher Länge zwischen den beiden Lagern

$d_5 = 1{,}1\ d_4$ . . . . (484

4. **Construction und Dimensionsbestimmung der Steuerungen.** Die Steuerung bewirkt die Dampfvertheilung im Dampfcylinder, indem sie abwechselnd die Dampfeinströmungs- und Ausströmungscanale öffnet und schließt.

Man unterscheidet nach der Form der inneren Steuerungsorgane Schiebersteuerungen und Ventilsteuerungen und unter ersteren wieder solche mit flachen Schiebern (Flachschiebersteuerungen, Flachschiebermaschinen) und solche mit Rundschiebern (Rundschiebersteuerungen, Hahnsteuerungen).

Diejenigen Steuerungen, welche vermöge der Einrichtung der äußeren Steuerungsorgane eine rasche Eröffnung der Dampfeinströmungscanäle und einen raschen Abschluss derselben oder auch nur einen raschen Abschluss ergeben, werden als besondere Gruppe aufgefasst und Präcisionssteuerungen genannt. Es gibt sonach Präcisionssteuerungen mit flachen Schiebern wie z. B. die Wannieck-Köppner'sche Flachschiebermaschine, dann solche mit Rundschiebern, zu welchen die verschiedenen Arten Corliss-Steuerungen gehören, endlich solche mit Ventilen und hierzu gehören die Sulzer-Steuerung, die Decker-Steuerung, die Collmann-Steuerung, die Hartung-Radovanović-Steuerung, die König-Steuerung, die Ventilsteuerung Patent Pröll und die Ventilsteuerung Patent Hoyois Pornitz, welche gegenwärtig die hervorragendsten Plätze einnehmen.

In die Räume der inneren Steuerungsorgane wird der Dampf vom Dampfkessel durch das Dampfzuleitungsrohr zugeführt, und

der in der Maschine ausgenützte Dampf gelangt durch das **Ausströmungsrohr** bei Auspuffmaschinen in die freie Luft, und bei Condensationsmaschinen in den Condensationsraum, wobei er in beiden Fällen auch

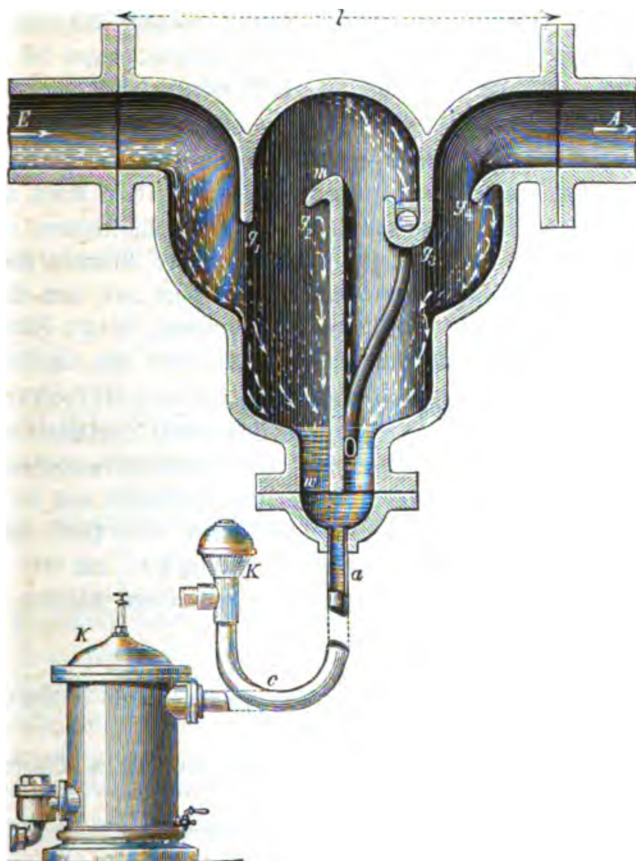


Fig. 164. Condensationswasserabscheider mit Condensationswasserableiter.

E Eintrittsstelle des Dampfes. $g_1\ g_2\ g_3\ g_4$ Zwischenwände zur Abscheidung des vom Dampfe mitgeführten Wassers mit Abflussröhrchen bei g_3. *m* Mittelwand mit Vorsprung bei g_2. *w* Ansammlung des ausgeschiedenen Condensationswassers. *ac* Anschlussrohr zum Condensationswasserableiter. *KK* Condensationswasserableiter zweier verschiedener Systeme. *l* Flanschenentfernung der Anschlussrohre der Dampfleitung. *A* Austrittsstelle des Dampfes.

vorher noch durch einen **Vorwärmer** hindurch geleitet werden kann, um das Speisewasser vorzuwärmen.

Die Dampfzuleitungsrohre sollen hinreichend weit sein, damit der Dampf nicht mit übermäßig großer Geschwindigkeit hindurchströmen muss und sonach die Druckdifferenz im Kessel und in den Räumen der inneren Steuerungsorgane (Schieberkasten, Ventilgehäuse) nicht zu groß ausfällt. Dieselben sollen ferner durch schlechte Wärmeleiter, wie solche schon bei den Dampfkesseln angeführt wurden, gegen die Wärmeausstrahlung geschützt sein, damit die Condensation des Dampfes in dem Dampfzuleitungsrohr möglichst gering ausfällt.

Lange Dampfleitungsrohre erhalten gegenwärtig zumeist eine geringe Neigung in der Richtung der Dampfströmung, also vom Kessel zur Maschine, damit das Condensationswasser nicht der Dampfströmung entgegengesetzt, sondern mit der Dampfströmung in gleicher Richtung fließt, und es ist deshalb nothwendig, das Condensationswasser aus dem Dampfzuleitungsrohre unmittelbar vor dessen Einmündung in die Räume der inneren Steuerungsorgane vom Dampf abzuscheiden und abzuleiten.

In Fig. 164, Text, ist ein Condensationswasserabscheider von Schäffer und Walker in Berlin im Querschnitt gezeichnet, an dessen unterem Ende bei K zwei Varianten von Condensationswasserableitern angedeutet sind.*) Die Richtung des Dampfdurchflusses und die Wasserabscheidung sind im Condensationswasserabscheider durch Pfeile angedeutet. Dieser Apparat wird in die Rohrleitung unmittelbar vor der Dampfmaschine eingeschaltet und ebenso wie diese mit einem schlechten Wärmeleiter umhüllt.

Bezeichnet

f den lichten Querschnitt des Dampfeinströmungscanals in den Cylinder in Quadratmillimeter,

f_1 den lichten Querschnitt des Dampfzuleitungsrohres in Quadratmillimeter,

f_2 den lichten Querschnitt des Ausströmungsrohres in Quadratmillimeter,

F die nutzbare Kolbenfläche in Quadratmillimeter,

D den Kolbendurchmesser in Millimeter,

d den Durchmesser der Kolbenstange in Millimeter,

c die mittlere Kolbengeschwindigkeit in Meter

und setzen wir voraus, dass die Druckdifferenz zwischen dem Dampfdruck im Dampfkessel und jenem in den Räumen der inneren Steuerungsorgane,

*) Letztere sind nebst Anderen in des Verfassers Werk: Leitfaden des Dampfbetriebes, 3. Aufl., S. 144 bis 148, beschrieben.

also auch die Geschwindigkeit des Dampfes in der inneren Rohrleitung in allen Fällen nahezu constant und unabhängig von der Größe der absoluten Dampfspannung im Dampfkessel sein soll, so können wir nehmen

$$f = \frac{1}{20} F \qquad (485$$

für

$$c \gtreqless 1{,}5\ m \qquad (486$$

und nach Radinger

$$f = \frac{c}{30} F \qquad (487$$

für

$$c > 1{,}5\ m \qquad (488$$

ferner

$$f_1 = \frac{10}{9} f \qquad (489$$

$$f_2 = 2\, f \qquad (490$$

wobei für eine einseitig durchgehende Kolbenstange

$$F = \frac{\pi}{4} . D^2 - \frac{1}{2} . \frac{\pi}{4} . d^2 \qquad (491$$

und für eine beiderseits durchgehende Kolbenstange

$$F = \frac{\pi}{4} . D^2 - \frac{\pi}{4} . d^2 \qquad (492$$

Bezeichnet ferner für eine Schiebersteuerung
a die Canalweite des Einströmungscanales in Millimeter,
b die Canalbreite „ „ „
so ist unter Voraussetzung vollständiger Eröffnung des Canales

$$a . b = f \qquad (493$$

und man erhält passende Verhältnisse, wenn man setzt,
für kleinere und mittelgroße Maschinen

$$\frac{a}{b} = \frac{1}{4} \text{ bis } \frac{1}{6} \qquad (494$$

für große Maschinen

$$\frac{a}{b} \leqq \frac{1}{7} \qquad (495$$

so dass, wenn wieder D den Durchmesser des Dampfkolbens in Millimeter bezeichnet, im Allgemeinen

$$b = 0{,}5\ D \text{ bis } 0{,}6\ D \qquad (496$$

nicht überschritten und

$$a \overline{\gtrless} 12\ mm \quad \ldots\ldots\ldots\ldots\ldots\ldots \quad (497$$

insbesondere aus Gußrücksichten (technologische Gründe) eingehalten wird.

Bezeichnet endlich für Ventilsteuerungen

b den inneren Durchmesser des oberen und den äußeren Durchmesser des unteren Ventilsitzes der gewöhnlich gebräuchlichen doppelspitzigen Röhrenventile in Millimeter,

h den Ventilhub in Millimeter,

so ist

$$2 . \pi . b . h = f \quad \ldots\ldots\ldots\ldots\ldots\ldots \quad (498$$

wobei im Allgemeinen b groß und h entsprechend klein zu nehmen ist. Für den Dampfcanal, welcher aus dem Ventilgehäuse in den Dampfcylinder führt, gelten im Allgemeinen wieder die Gleichungen (493 bis (497.

Wir wenden uns nun den einzelnen Arten der Steuerungen zu, von welchen wir im Folgenden die gebräuchlichsten in Betracht ziehen.*)

1. Die einfache Schiebersteuerung.

In Fig. 165 und 166, Text, ist der verticale und horizontale Mittelschnitt durch den Dampfcylinder und den Schieberkasten mit dem angrenzenden Theile des Maschinenbettes gezeichnet und in Fig. 167, Text, die Ansicht des Schieberspiegels bei abgenommenem Schieberkastendeckel und abgehobenem Schieber.

Fig. 1, Taf. XLVIII, zeigt die schematische Darstellung der Steuerung bei der Kurbelstellung im todten Punkte. Die Maschinenkurbel *OK* steht hierbei im todten Punkte links und bewegt sich in der Pfeilrichtung

---

*) Für ein eingehenderes Studium der Verhältnisse der Schiebersteuerungen im Allgemeinen verweisen wir auf das Werk „Die Müller'schen Schieber-Diagramme in Anwendung auf die Steuerungen der Betriebsdampfmaschinen", bearbeitet von Alfred Seemann, München 1881, und bezüglich der bei stationären Maschinen des Fabriksbetriebes seltener vorkommenden Couliffensteuerungen auf das sehr kurz gefaßte Werk „Die Umsteuerungen der Locomotiven in rein graphischer Behandlungsweise" von Albert Fliegner, Zürich 1881, welchen beiden Werken ebenfalls die im Folgenden in Betracht gezogenen Müller'schen Diagramme als Grundlage dienen, die dem Verfasser übrigens schon seit 1868 aus den Vorlesungen des Herrn Hofrathes Rudolf Grimus Ritter von Grimburg, f. Z. Professor des Maschinenbaues an der technischen Hochschule in Wien, bekannt sind.

Da nunmehr auch anderwärts die Müller'schen Schiebersteuerungs-Diagramme bereits bevorzugt werden und durch die Literatur der Praxis zugänglich gemacht sind, so haben wir im Folgenden nur mehr diese der Vorstellung näher liegenden Diagramme angewendet und verweisen bezüglich des in der Praxis noch häufig angewendeten Zeuner'schen Schiebersteuerungs-Diagrammes auf P. I., 2. Aufl., S. 254.

nach aufwärts. Die Excenterkurbel $O\,V$ weicht um den **Voreilungswinkel** δ von der **zur Schieberbewegungsrichtung senkrechten Graden** SS ab und zwar in der Richtung der Kurbeldrehung, und der Schieber hat bereits den linksseitigen Dampfeinlasscanal um das **lineare Voreilen** v geöffnet.

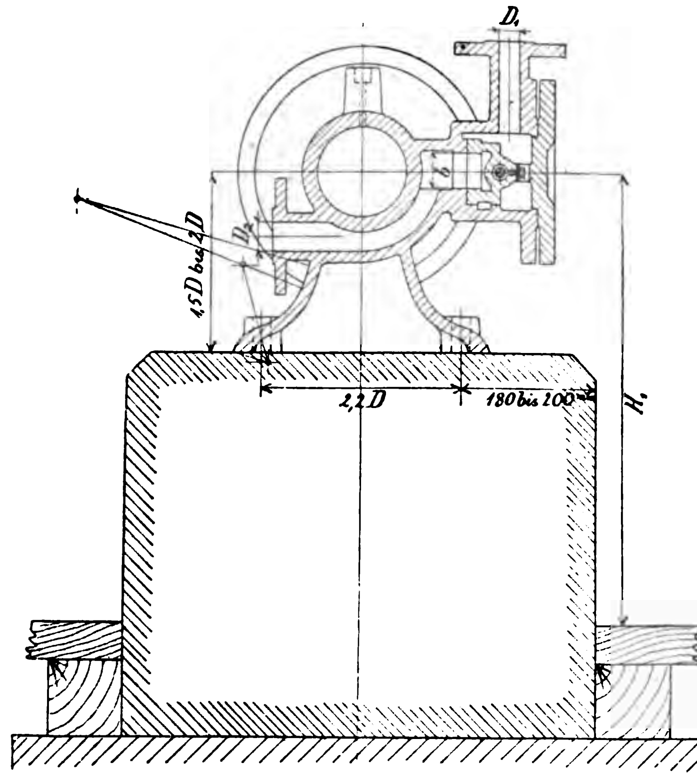


Fig. 165. Verticaler Mittelschnitt durch den Cylinder und den Schieberkasten einer horizontalen Dampfmaschine mit einfacher Schiebersteuerung ($^{1}/_{10}$ Ng.).

In Fig. 11, Taf. XLVIII, ist der Schieber in der Mittellage gezeichnet. Der Schieber überdeckt in dieser Stellung jeden Dampfeinlasscanal beiderseits und zwar nach außen hin um die **äußere Überdeckung** e und nach innen um die **innere Überdeckung** i.

In der Stellung in Fig. 1, Taf. XLVIII, hat sonach der Schieber aus der vorgenannten Stellung nach rechts den Weg

$$\xi_1 = e + v \quad . \quad . \quad . \quad . \quad . \quad (499$$

zurückgelegt und es ist annähernd, weil die Excenterstange im Verhältnis zum Halbmesser der Excenterkurbel sehr lang ist, dieser Schieberweg gleich der Projection der Excenterkurbel auf die Schieberbewegungsrichtung also die Projection $O p$ von $O V$ das ist

$$\xi_1 = O p \quad . \quad . \quad . \quad . \quad . \quad (500$$

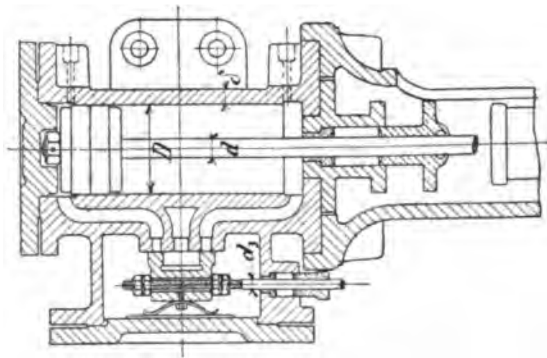


Fig. 166. Horizontaler Mittelschnitt durch den Cylinder und den Schieberkasten zu Fig. 165, Text ($^1/_{10}$ Ng.).

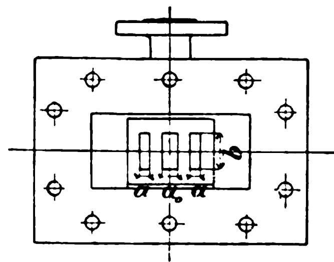


Fig. 167. Ansicht des Schieberspiegels zu Fig. 165, Text ($^1/_{10}$ Ng.).

Wird die Maschinenkurbel aus ihrer Stellung im Punkte $O K_1$ Fig. 3, Taf. XLVIII, um den Winkel ω in jene $O K_\omega$ nach aufwärts gedreht, so geht auch die Excenterkurbel um den gleichen Winkel ω in derselben Richtung weiter. Ist also in Fig. 2, Taf. XLVIII, die Lage der Excenterkurbel in $O I$ wenn die Maschinenkurbel in $O K_1$ im todten Punkte steht, so ist $O M$ die Lage der Excenterkurbel für die Kurbelstellung $O K_\omega$ unter dem Winkel ω.

In diesem Falle ergibt sich der Schieberweg ξ gleich der Projection MP der Excenterkurbel OM und es ist somit

$$\xi = MP \quad \ldots \ldots \ldots \ldots \ldots \ldots \ldots \ldots \ldots \quad (501$$

Wird noch $PN = e$ gemacht und durch N eine Parallele zu SS gezogen, so stellt für die jedem beliebigen Winkel ω entsprechende Kurbelstellung das Stück MN der Projection von OM die Canaleröffnung vor und hierauf beruht das in Fig. 2 und 6, Taf. XLVIII, gezeichnete Müller'sche Schiebersteuerungs-Diagramm. Zieht man nämlich in den Entfernungen $OB = e$ und $BC = a$ zu SS die Parallelen, so stellen diese die beiden Kanten des Dampfeinlasscanales vor und darüber ist oben schematisch ein Stück des Schiebers angedeutet, und zwar gestrichelt in der Mittellage und vollgezogen in der Stellung, in welcher er sich befindet, wenn die Kurbel im todten Punkte steht, also der Canal um das lineare Voreilen v eröffnet ist. Für die Kurbelstellung unter dem Winkel ω ist die Canaleröffnung, wenn dieselbe mit E bezeichnet wird

$$E = MN \quad \ldots \ldots \ldots \ldots \ldots \ldots \ldots \ldots \ldots \quad (502$$

also mit obigen Bezeichnungen

$$E = MP - NP = \xi - e \quad \ldots \ldots \ldots \ldots \quad (503$$

Der dieser Kurbeldrehung um den Winkel ω entsprechende Kolbenweg s_ω vom linksseitigen Hubende gemessen, läßt sich entweder unter Voraussetzung unendlicher Länge der Leitstange, also im vorliegenden Falle, wo eine endliche Länge der Leitstange vorausgesetzt ist, annähernd bestimmen, wie in Fig. 3, Taf. XLVIII, geschehen, indem die Kurbel OK_ω auf die Richtung der Kolbenbewegung, also auf die sogenannte Kolbenbeweglinie projiciert wird, wonach sich der Kolbenweg ergibt

$$s_\omega = K_1 Q \quad \ldots \ldots \ldots \ldots \ldots \ldots \ldots \ldots \ldots \quad (504$$

oder derselbe wird genau bestimmt, wie in Fig. 4, Taf. XLVIII, durchgeführt ist, indem die Länge der Leitstange L und zwar gewöhnlich

$$L = 5 \,.\, R \quad \ldots \ldots \ldots \ldots \ldots \ldots \ldots \ldots \quad (505$$

in Betracht gezogen wird; es ist dann genau

$$s_\omega = K_1 Q = S_1 S_\omega \quad \ldots \ldots \ldots \ldots \ldots \ldots \quad (506$$

wobei $S_1 S_\omega$ den gleichzeitigen Weg des Kreuzkopfes bezeichnet und der Kreisbogen $K_\omega Q$ aus dem Mittelpunkt S_ω mit dem Halbmesser L gleich der Länge der Leitstange gezeichnet ist.

Zieht man aber in gleicher Weise auch den Kreisbogen $K_1 Q_\omega$ aus dem Mittelpunkte S_1 des Kreuzkopfbolzens am linksseitigen Hubende,

und macht $K_\omega Q_\omega \parallel K_1 Q$ so erkennt man sofort, dass auch die Strecke $Q_\omega K_\omega$ den Kolbenweg vorstellt, also

$$s_\omega = Q_\omega K_\omega \quad \ldots \ldots \ldots \ldots \ldots \ldots \quad (507$$

ist und hierauf beruht das in Fig. 5 und 7, Taf. XLVIII, gezeichnete Müller'sche Kolbenweg-Diagramm. In dem Diagramm in Fig. 5 sind für eine Anzahl Kurbelstellungen die zugehörigen Kolbenwege gezeichnet, und zwar für die Winkel ω und ω_2 die Kolbenwege $Q_\omega K_\omega$ und $Q_2 K_2$ und für den Rückgang des Kolbens, wobei wieder der Kreisbogen $K_4 Q_5$ mit der Länge L der Leitstange aus dem zweiten Hubende des Kreuzkopfmittels gezogen ist, die Kolbenwege $Q'_\omega K'_\omega$ und $Q_5 K_5$ für die Kurbelwinkel ω und ω_5.

In dem Schiebersteuerungs-Diagramm Fig. 6, Taf. XLVIII, sind die Kurbelstellungen und die zugehörigen Kolbenstellungen, letztere für unendliche Länge der Leitstange dargestellt, indem die Gerade $I\,IV$, deren Strecken $O\,I$ und $O\,IV$ die Excenterkurbel in den beiden Stellungen vorstellt, welche sie einnimmt, wenn die Maschinenkurbel in den todten Punkten steht, zugleich als Kolbenweglinie benützt ist und somit der Halbmesser der Maschinenkurbel in verjüngtem Maßstab gleich jenem der Excenterkurbel angenommen ist. Es ist nämlich in diesem Falle gleichgiltig, ob man für den Kurbelwinkel ω die Zeichnung nach Fig. 3, Taf. XLVIII ausführt, indem man die Kurbelstellung auf die Kolbenweglinie projiciert, oder ob man diese Projection für die Kurbelstellung ω in Fig. 6 auf die Kolbenweglinie $I\,IV$ ausführt, wonach, wenn $OM = R$ den Kurbelhalbmesser im verjüngten Maßstab für die Kurbelstellung unter dem Winkel ω bezeichnet, die Strecke $I\,Q$ schon den Kolbenweg vom Hubende in I bezeichnet, wenn $M\,Q \perp I\,IV$ gezogen wird, indem diese Figur dann nichts anderes ist als jene Fig. 3 und nur um $90^\circ + \delta$ vorwärts gedreht erscheint.

Es ist demnach die Gerade $I\,IV$, Fig. 6, die Kolbenweglinie, wobei der Kolben von I nach IV schreitend gedacht ist, wenn er in Wirklichkeit in Fig. 3 von links nach rechts schreitet und umgekehrt. $O\,IV$ ist der ganze Kolbenhub in verjüngtem Maßstab.

Die Punkte I bis VI dieses Diagrammes bezeichnen die sechs Perioden der Dampfvertheilung.

Befindet sich die Maschinenkurbel im todten Punkte links, also die Excenterkurbel in der Stellung $O\,I$, so ist die Canaleröffnung gleich dem linearen Voreilen v und es beginnt die Kolbenbewegung nach rechts beziehungsweise auf der Kolbenweglinie $I\,IV$ von I nach IV.

Bei weiterer Drehung der Maschinenkurbel um den Winkel ω geht auch die Excenterkurbel um den Winkel ω weiter und kommt nach M, wonach die Strecke $M\,m$ die Canaleröffnung und die Strecke $I\,Q$ den Kolbenweg bezeichnet. Kommt die Excenterkurbel bei weiterer Drehung nach VII, so ist eben der Einlasscanal vollständig geöffnet, denn wir machen, wie hier gezeichnet

$$r = e + a \qquad (508$$

weil es zwecklos ist, den Canal weiter zu machen als er eröffnet wird und nur die Reibungsverluste durch die Schieberbewegung vermehren würde, wenn r größer genommen und somit die Canalkante von der Schieberkante überschoben würde.

Es stellen sonach die Schraffierungslinien von I bis VII u. s. f. beim Hingang der Kurbel die Canaleröffnung vor, welche von der Excenterkurbelstellung in VII bis zu jener II immer kleiner werden, bis endlich bei der Stellung der Excenterkurbel in II der Canalschluss erfolgt und damit die Dampfeinströmung zu Ende ist. Die Maschinenkurbel wurde hierbei um den Winkel ω_2 weiter gedreht und es ist $I\,Q_2$ der zugehörige Kolbenweg, wobei wieder $II\,Q_2 \perp I\,IV$ ist. Der Punkt II bezeichnet somit das Ende der Dampfeinströmung und den Beginn der Expansion im Dampfcylinder.

Es entspricht also der Kurbelweg von I bis II beziehungsweise der Kolbenweg von I bis Q_2 der Dauer der Einströmungsperiode (Füllungsperiode, Admissionsperiode) und der zugehörige Kurbelwinkel ω_2 läſst sich aus dem Diagramm entnehmen.

Bei der Weiterdrehung der Excenterkurbel kommt selbe in die Lage $O\,S$ und es steht der Schieber wieder in der Mittellage. Von nun ab interessiert uns die äußere Schieberkante vorläufig nicht weiter und wir wenden unsere Aufmerksamkeit der inneren Schieberkante und inneren Canalkante zu. Wird nämlich der Schieber um i weiter aus der Mittellage nach links bewegt, so beginnt die Voreröffnung des Canals für die Ausströmung und weil in dieser Stellung die Maschinenkurbel noch nicht im todten Punkte angelangt ist, so entsteht die Vorausströmung und die Vorausströmungsperiode erstreckt sich von dieser Kurbelstellung bis zu jener im darauffolgenden todten Punkte. Zieht man also von der Mittellinie $S\,S$ links in der Entfernung i hierzu eine Parallele und eine zweite weiter im Abstande a, wie in Fig. 6 ausgeführt, so stellen diese beiden Parallelen die Canalkanten für die Dampfausströmung aus dem

Dampfcylinder vor und die Maschinenkurbel steht noch vor dem todten Punkte, wenn die Excenterkurbel in *III* steht, wo eben die Canaleröffnung für die Ausströmung beginnt, während die Excenterkurbel in *O IV* in der Verlängerung von *O I* angelangt ist, wenn die Maschinenkurbel im todten Punkte steht. Die Größe v_1 von der inneren Canalkante bis zu der inneren Kante des unten angedeuteten Schiebers, stellt das innere lineare Voreilen vor. Von der Kurbelstellung in *II* bis zu jener *III* fand weder Einströmung noch Ausströmung statt. Der im Cylinder eingeschlossene Dampf expandierte während dieser Periode und es entspricht somit der Kurbelweg von *II* bis *III* beziehungsweise der Kolbenweg von Q_2 bis Q_3 der Dauer der Expansionsperiode, der Kurbelweg von *III* bis *IV* beziehungsweise der Kolbenweg von Q_3 bis *IV* aber entspricht der Dauer der Vorausströmungsperiode. Es folgt nun die Ausströmung während der weiteren Kurbeldrehung von *IV* bis *V* und die Schraffierungslinien zwischen diesen beiden Kurbelstellungen zeigen die Canaleröffnungen für die Dampfausströmung während des Kolbenrückganges.

Von der Kurbelstellung *VIII* bis zu jener *VIII'* ist der Canal vollständig geöffnet und die innere Schieberkante überschiebt die äußere Canalkante. Bei der Kurbelstellung in *V* ist die Canaleröffnung wieder Null, es ist die Dampfausströmung beendet und beginnt die Compression, auf welche in der Kurbelstellung *VI* die Voreinströmung folgt. Der Kurbelweg von *IV* bis *V* beziehungsweise der Kolbenweg *IV* bis Q_5 entspricht demnach der Dauer der Ausströmungsperiode, der Kurbelweg von *V* bis *VI* beziehungsweise der Kolbenweg von Q_5 bis Q_6 entspricht der Dauer der Compressionsperiode und endlich der Kurbelweg von *VI* bis *I* beziehungsweise der Kolbenweg von Q_6 bis *I* entspricht der Dauer der Voreinströmungsperiode.

Es ergeben sich also folgende sechs Perioden der Dampfvertheilung.

1. die Einströmungsperiode (Füllungsperiode, Admissionsperiode),
2. die Expansionsperiode,
3. die Vorausströmungsperiode,
4. die Ausströmungsperiode,
5. die Compressionsperiode,
6. die Voreinströmungsperiode.

In dem Kolbenwegdiagramme Fig. 7, Taf. XLVIII, sind die den sechs Perioden der Dampfvertheilung entsprechenden Kolbenwege unter Berücksichtigung der endlichen Länge *L* der Leitstange graphisch dargestellt,

wozu die entsprechenden Kurbelstellungen aus dem Diagramm in Fig. 6 übertragen sind, indem R im verjüngten Maßstab gleich r gesetzt wurde.

Trägt man nun die so erhaltenen Kolbenwege als Abszissen und die zugehörigen Canaleröffnungen als Ordinaten auf und bestimmt die zusammengehörigen Werte noch für einige Zwischenpunkte, so erhält man das in Fig. 8, Taf. XLVIII gezeichnete Diagramm der Schieberöffnungscurven und dieses gibt Aufschluss über den Verlauf der Canaleröffnungen während eines Kolben-Hin- und Rückganges.

Fig. 9, Taf. XLVIII, zeigt hiernach die schematische Darstellung der Dampfvertheilung im Dampfcylinder oben für den Hingang und unten für den Rückgang des Kolbens und Fig. 10 das ideelle Indicatordiagramm, in welchem ebenfalls der Einfluss der sechs Perioden der Dampfvertheilung deutlich zu ersehen ist. Es kennzeichnet hierin der Linienzug *I II* die Einströmungsperiode, *II III* die Expansionsperiode, *III IV* die Vorausströmungsperiode, *IV V* die Ausströmungsperiode, *V VI* die Compressionsperiode und *VI I* die Voreinströmungsperiode.

Das Verhältnis des Weges s_1 während der Füllungsperiode zum ganzen Kolbenhub s, also $\left(\frac{s_1}{s}\right)$ bezeichnet den Füllungsgrad.*)

Bezeichnet nun, wie in Fig. 1 und 11, Taf. XLVIII, cotiert, in Millimeter

a die Canalweite des Einströmungscanals,
a_0 die Weite des Ausströmungscanals (Auspuffcanals)
a_1 die Stegbreite,
a_2 die Breite der Passleiste des Schieberspiegels,
r die Excentricität (Excenterkurbel) des Steuerungsexcenters,

---

*) Erfolgt die Schieberbewegung durch das *Woolf*'sche Dreieck, Fig. 11, Taf. XLVII, d. i. durch das gleichseitige Bogendreieck OAB, welches sich um den Punkt O dreht und hierbei den mit der vertical gerade geführten Schieberstange s verbundenen Rahmen r geradlinig in der Richtung der Schieberbewegung auf und ab bewegt, so steht das Bogendreieck schon um den Voreilungswinkel δ nach aufwärts gedreht, wenn die Kurbel im unteren todten Punkte bei K steht. Die Aufwärtsbewegung des Schiebers von der Mittelstellung SS dauert nur so lange, bis die Dreiecksseite OA vertical steht, also während einer Kurbeldrehung um 60°, d. i. während des Kurbelwinkels $\omega = 60° - \delta$ von der Kurbelstellung im todten Punkte gezählt. Sodann bleibt der Schieber in der höchsten Stellung still stehen bis die Dreiecksseite OB in die verticale Lage kommt, d. i. während einer weiteren Drehung der Kurbel um 60°. Hierauf bewegt sich der Schieber abwärts bis er in die Mittelstellung kommt, von wo aus sich das gleiche Spiel nach unten unterhalb SS hin wiederholt.

δ den Voreilungswinkel desselben,
d_3 den Durchmesser der Schieberstange,
v das lineare Voreilen,
e die äußere Überdeckung,
i die innere Überdeckung,
so kann man für neu zu erbauende Maschinen mit einfacher Schiebersteuerung setzen

a) für kleine Maschinen, sogenannte Vollдruckmaschinen:

$$\left.\begin{aligned} \frac{s_1}{s} &= 0{,}91 \\ v &= \frac{1}{7}\, a \\ e &= \frac{1}{3}\, a \\ r &= e + a \\ i &= \frac{1}{10}\, a \end{aligned}\right\} \quad \ldots\ldots\ldots\ldots \quad (508$$

$\delta = 20^0\ 55'$ aus dem Diagramm zu entnehmen,

b) für größere Maschinen, mit etwas größerer Expansion

$$\left.\begin{aligned} \frac{s_1}{s} &= 0{,}7 \\ v &= \frac{1}{9}\, a \\ e &= a \\ r &= e + a \\ i &= \frac{1}{20}\, a \end{aligned}\right\} \quad \ldots\ldots\ldots\ldots \quad (509$$

$\delta = 33^0\ 45'$ aus dem Diagramm zu entnehmen,

und ferner in beiden Fällen

$$a_1 = 10\ mm + \frac{1}{2}\, a \quad \ldots\ldots\ldots\ldots \quad (510$$

$$a_2 = 10\ mm + r - a - i \quad \ldots\ldots\ldots\ldots \quad (511$$

$$a_0 = 1{,}5\, a + r + i - a_1 \quad \ldots\ldots\ldots\ldots \quad (512$$

$$d_3 = \frac{1}{12{,}5} \,.\, D \text{ bis } \frac{1}{13} \,.\, D \quad \ldots\ldots\ldots\ldots \quad (513$$

Die Montierung auf gleiches lineares Voreilen ergibt bei endlicher Länge der Leitstange einen ungleichen Füllungsgrad zu beiden Seiten des Kolbens.

Beispiel. Auf Taf. XLVIII ist die einfache Schiebersteuerung für eine horizontale Dampfmaschine nach Fig. 144, Text, dargestellt, welche 120 *mm* Kolbendurchmesser, 240 *mm* Kolbenhub und 120 minutliche Kurbelumdrehungen erhalten soll.

Hiefür ist

$$D = 120\ mm$$
$$s = 240\ mm$$
$$n = 120$$
$$R = \frac{1}{2} s = 120\ mm$$
$$L = 5R = 600\ mm$$

Hiermit ergibt sich nach Gl. (447 die Wandstärke des Dampfcylinders

$$\delta = 20\ mm + 0{,}01 \, . \, D = 21{,}2 \sim 21\ mm$$

und nach Gl. (448 der Durchmesser der einseitigen Kolbenstange

$$d = \frac{1}{5} D = 24 \sim 25\ mm$$

die mittlere Kolbengeschwindigkeit wird nach Gl. (457

$$c = \frac{2n \, . \, s}{60} = \frac{ns}{30} = \frac{120 \, . \, 0{,}24}{30} = 0{,}96\ m$$

und weil $c < 1{,}5\ m$ nach Gl. (485 der Querschnitt des Einströmungscanales

$$f = \frac{1}{20} \, . \, F$$

Nun ist nach Gl. (491 die nutzbare Kolbenfläche

$$F = \frac{\pi}{4} \, . \, D^2 - \frac{1}{2} \, . \, \frac{\pi}{4} \, . \, d^2 = 11310 - 245 = 11065\ mm^2$$

und somit

$$f = \frac{1}{20} \, . \, F = \frac{1}{20} \, . \, 11065 = 553{,}2\ mm^2$$

also nach Gl. (489 der lichte Querschnitt des Dampfzuleitungsrohres

$$f_1 = \frac{10}{9} f = \frac{10}{9} \, . \, 553{,}2 = 615\ mm^2$$

und hiefür der Durchmesser desselben

$$D_1 = 28 \sim 30\ mm$$

Ferner nach Gl. (490 der lichte Querschnitt des Dampfausströmungsrohres

$$f_2 = 2f = 2 \, . \, 553{,}2 = 1106{,}4\ mm^2$$

und hiefür der Durchmesser desselben

$$D_2 = 37{,}5 \sim 40\ mm$$

Ferner nach Gl. (494 das Verhältnis

$$\frac{a}{b} = \frac{1}{4}$$

und hiermit, wegen

$$a \, . \, b = f$$

oder

$$a^2 = f \, . \left(\frac{a}{b}\right)$$

$$a = \sqrt{f \cdot \left(\frac{a}{b}\right)} = \sqrt{553{,}2 \cdot \frac{1}{4}} = \sqrt{138{,}3} = 11{,}8 \backsim 12\ mm$$

was nach Gl. (497 eben noch zulässig ist.

Es wird nun

$$b = a \cdot \left(\frac{b}{a}\right) = 12 \cdot 4 = 48\ mm$$

und für nahezu Vollfüllung nach Gl. (508

$$v = \frac{1}{7} a = \frac{1}{7} \cdot 12 = 1{,}7 \backsim 1{,}75\ mm$$

$$e = \frac{1}{3} a = \frac{1}{3} \cdot 12 = 4\ mm$$

$$r = e + a = 4 + 12 = 16\ mm$$

$$i = \frac{1}{10} a = \frac{1}{10} \cdot 12 = 1{,}2 \backsim 1{,}25\ mm$$

endlich nach Gl. (510 bis (513

$$a_1 = 10\ mm + \frac{1}{2} a = 10 + \frac{1}{2} \cdot 12 = 16\ mm$$

$$a_2 = 10\ mm + r - a - i = 10 + 16 - 12 - 1{,}25 = 12{,}75 \backsim 13\ mm$$

$$a_0 = 1{,}5 a + r + i - a_1 = 1{,}5 \cdot 12 + 16 + 1{,}25 - 16 = 19{,}25 \backsim 20\ mm$$

$$d_3 = \frac{1}{12{,}5} \cdot D = \frac{1}{12{,}5} \cdot 120 = 8{,}16 \backsim 10\ mm$$

Die Schieberrahmendimensionen ergeben sich nach den in Fig. 12, Taf. XLVIII, eingetragenen Coten.

Für die Excenterstange kann man mit nachstehenden Bezeichnungen nehmen:

d_3 den Durchmesser der Schieberstange,
d_4 den Durchmesser der Excenterstange an den Enden,
d_5 den Durchmesser der Excenterstange in der Mitte,
b_1 die Breite des Excenterringes

$$d_4 = 1{,}25\ d_3 \qquad (514$$

$$d_5 = 1{,}4\ d_3 \qquad (515$$

$$b_1 = 2\ d_3 \text{ bis } 3\ d_3 \qquad (516$$

2. Die Doppelschiebersteuerung mit einfachem plattenförmigen Expansionsschieber.

Diese Steuerung, welche wir, um sie kürzer zu bezeichnen, die einfachere Doppelschiebersteuerung nennen, ist in ihrer wesentlichen Einrichtung in Fig. 1 bis 3, Taf. XLIX, gezeichnet und besteht aus dem Vertheilungsschieber, welcher nach Gl. (508 für nahezu Vollfüllung dimensioniert und mit Endcanälen von der Weite gleich a versehen ist, ferner aus dem plattenförmigen Expansionsschieber, welcher

auf dem Rücken des Vertheilungsschiebers gleitet und durch den Abschluss der Endcanäle den Beginn der Expansion bestimmt. Jeder dieser beiden Schieber wird durch ein besonderes Excenter und zugehörige Excenterstange bewegt, der Vertheilungsschieber durch das Vertheilungsexcenter, der Expansionsschieber durch das Expansionsexcenter.

In Fig. 1 sind die beiden Schieber mit dem Schieberspiegel in der ideellen Mittellage gezeichnet, in Fig. 2 in der relativen Mittellage und in Fig. 3 in einer einem bestimmten Kurbelwinkel ω entsprechenden relativen Stellung, wobei der Expansionsschieber aus der relativen Mittellage um den Schieberweg ξ_0 nach links geschoben ist.

Die maximale Canaleröffnung im Schieberrücken ist

$E_{max} = a$ . . . . (517

und jene E_0 für den Schieberweg ξ_0 wie in Fig. 3 zu ersehen

$E_0 = y - \xi_0$ . . . . (518

wenn, wie auch in Fig. 2 cotiert, y die Kantenentfernung der äußeren Canalkante von der Schieberkante in der relativen Mittellage bezeichnet.

Während nun die Schieberbewegung des Vertheilungsschiebers wieder durch das in Fig. 4 gezeichnete Müller'sche Schiebersteuerungs-Diagramm wie bei der einfachen Schiebersteuerung für nahezu Vollfüllung dargestellt wird, kommt für die Bewegung des Expansionsschiebers die relative Bewegung desselben gegen die Endcanäle des stillstehend gedachten Vertheilungsschiebers in Betracht und diese stellt das Müller'sche Schiebersteuerungs-Diagramm in Fig. 5 dar.

Es bezeichnet hierin

$OV = r$ die Excentricität oder den Halbmesser der Excenterkurbel des Vertheilungsexcenters,

$\sphericalangle SOV = \delta$ den Voreilungswinkel desselben,

$OE = r_1$ die Excentricität oder den Halbmesser der Excenterkurbel des Expansionsexcenters,

$\sphericalangle SOE = \delta_1$ den Voreilungswinkel desselben,

und zwar wählt man passend

$\delta_1 = 60$ bis 90^0 . . . . (519

Es ist mithin die Projection Op von OV auf die Richtung der Schieberbewegung annähernd der absolute Schieberweg des Vertheilungsschiebers, die Projection Oq von OE auf die Richtung der Schieberbewegung annähernd der absolute Schieberweg des Expansionsschiebers und somit die Differenz dieser beiden absoluten Schieberwege pq also die Projection der Verbindungslinie VE der relative Schieberweg und

dasselbe gilt für jede weitere Kurbelstellung. Das Dreieck OVE heißt das Excenterdreieck. Es ist aber für die Untersuchung der relativen Schieberbewegung nicht nothwendig, für jede Kurbelstellung das Excenterdreieck zu zeichnen, denn der relative Schieberweg wird in gleicher Weise wie durch die Projection von VE auch durch die Projection Ot der Geraden OR erhalten, welche gleich und parallel mit OE ist und die OR wird erhalten, wenn man $OR \parallel VE$ und $ER \parallel VO$ zieht, wonach sich R als Durchschnittspunkt ergibt. Weil nun die Projection von OR genau in gleicher Weise von O aus den relativen Schieberweg darstellt, wie Op den Weg des Vertheilungsschiebers, so nennt man $OR = r_0$ die relative Excentricität oder den Halbmesser der Excenterkurbel des relativen Excenters, d. i. eines ideellen Excenters, welches bei feststehendem Vertheilungsschieber genau dieselbe relative Bewegung des Expansionsschiebers hervorbringen würde, wie sie die gegenseitige Bewegung von OV und OE ergibt. Es ist daher auch der Winkel $SOR = \delta_0$ der Voreilungswinkel des relativen Excenters.

Steht die Maschinenkurbel im linksseitigen todten Punkte, so steht die Excenterkurbel des relativen Excenters in OR. Bei der Weiterdrehung der Maschinenkurbel um den Winkel ω dreht sich auch diese Excenterkurbel um den Winkel ω weiter und kommt aus der Stellung OR in jene OR_ω. Steht die Excenterkurbel des relativen Excenters, oder kurz gesagt, steht das relative Excenter in der Verticalen OR_m, so ist ihre Projection gleich Null, also auch der relative Schieberweg gleich Null und es stehen die beiden Schieber in der relativen Mittellage, welche in Fig. 2 gezeichnet ist. Sehen wir von dem Vorhandensein der Excenterstange und Schieberstange ab, so können wir die Projection des Punktes R auf die Schieberbewegungsrichtung mit der Stellung der arbeitenden Kante des Expansionsschiebers zusammenfallend denken und es steht demnach diese in der Verticalen OR_m, wenn die Schieber in der relativen Mittellage sich befinden. Wir können mithin die Expansionsplatte und den darunter befindlichen Vertheilungsschieber mit seinem Endcanal gleich darunterzeichnen, wie in Fig. 5 ausgeführt, wobei, wie in Fig. 3, die zusammen arbeitenden Kanten in der Entfernung y stehen.

Für die Kurbelstellung unter dem Winkel ω steht nun das relative Excenter in R_ω links von der relativen Mittellage und es ist die Projection von OR_ω der zugehörig relative Schieberweg ξ_0 und somit die augenblickliche Canaleröffnung im Schieberrücken, wie in Fig. 5 cotiert

$$E_0 = y - \xi_0 \quad \ldots \ldots \ldots \ldots \ldots \ldots (520$$

Bei der Weiterdrehung der Maschinenkurbel also auch der relativen Excenterkurbel wird die Canaleröffnung immer kleiner und endlich Null, wenn OR nach OR_2 gekommen ist, wobei die Projection von OR_2 mit der äußeren Canalkante im Schieberrücken zusammenfällt. Trägt man den entsprechenden Kurbelwinkel ω_n' von I bis II' in das Diagramm für den Vertheilungsschieber, wie in Fig. 4, Taf. XLIX, ausgeführt ist, so erkennt man, dass bereits die Dampfeinströmung durch den Endcanal im Rücken des Vertheilungsschiebers abgeschlossen ist, ehe noch der Canalabschluss durch den Vertheilungsschieber im Schieberspiegel des Dampfcylinders erfolgt ist, dass sich somit ein kleinerer Füllungsgrad ergibt.

Man erkennt demnach, dass man bei entsprechender Wahl der Kantenentfernung y in der relativen Mittellage beliebige Füllungsgrade erzielen kann. Bei bestimmter Plattenlänge $2\,l$ und bestimmter Stellung des Expansionsexcenters OE resultiert somit ein bestimmter Füllungsgrad.

Betrachtet man wieder die Gerade $I\,IV$ im Diagramm Fig. 4, Taf. XLIX, als Kolbenweglinie, so ist annähernd $I\,Q_2'$ der zu der Kurbelstellung $O\,II'$ gehörige Kolbenweg und es ist der Füllungsgrad annähernd

$$\frac{s_1}{s} = \frac{I\,Q'_2}{I\,IV} \quad \ldots\ldots\ldots\ldots \quad (521$$

welcher übrigens auch mittels des Müller'schen Kolbenweg-Diagrammes Fig. 7, Taf. XLVIII, genau bestimmt werden kann. Im vorliegenden Falle ergibt sich annähernd der Füllungsgrad

$$\frac{s_1}{s} = 0,7$$

Bei der Weiterdrehung der Maschinenkurbel kommt die relative Excenterkurbel in Fig. 5, Taf. XLIX, in die horizontale Lage OR_3 und es befindet sich der Expansionsschieber am Rücken des Vertheilungsschiebers in der äußersten Linksstellung, wobei die äußere Canalkante im Endcanal des Vertheilungsschiebers durch die Expansionsplatte überschoben ist, wie in Fig. 5 unten zu ersehen, wo die zugehörige Stellung der Expansionsplatte gestrichelt gezeichnet ist. Damit nun in dieser Stellung nicht der Dampf über die Innenkante des Canals im Schieberrücken einströmt, muss diese noch um ein bestimmtes Maß λ überdeckt sein, und wir setzen

$$\lambda \gtreqless 10\ mm \quad \ldots\ldots\ldots\ldots \quad (522$$

und erhalten hiermit die Beziehung für die Länge $2\,l$ der Expansionsplatte

$$2\,l = r_0 - y + a + \lambda \quad \ldots\ldots\ldots \quad (523$$

Überträgt man den Winkel ω_n aus Fig. 5 in Fig. 4, so erhält man die Kurbelstellung $O\,IX$, und überträgt man den Winkel ω_2 aus Fig. 4 in Fig. 5, so erhält man die relative Excenterstellung OR_{II} bei welcher der Canal im Schieberspiegel des Dampfcylinders durch den Vertheilungsschieber soeben geschlossen wurde. Bei der Weiterdrehung des relativen Excenters bis zur Stellung OR_4 ist der Canal im Schieberrücken noch geschlossen und es beginnt soeben die Wiedereröffnung dieses Canals durch den sich nach rechts bewegenden Expansionsschieber. Es ist nun von Wichtigkeit, dass die Kurbelstellung $O\,II$ also die Excenterstellung OR_{II} jener OR_4 vorausgeht, oder doch mindestens mit ihr zusammenfällt, weil sonst der Canal im Schieberrücken schon wieder für die Dampfeinströmung eröffnet wird, ehe noch der Einströmungscanal im Schieberspiegel des Dampfcylinders durch den Vertheilungsschieber geschlossen wurde. Es würde in letzterem Falle eine Nacheinströmung des Dampfes in den Cylinder während der bereits begonnenen Expansionsperiode stattfinden, was natürlich nicht vorkommen soll.

Will man mit Rücksicht hierauf einen bestimmten Füllungsgrad bei geringster Überschiebung des Endcanales durch den Expansionsschieber erreichen, so wählt man sich im Diagramm Fig. 4 den Punkt X. beziehungsweise die Kurbelstellung OX, bei welcher erst die Wiedereröffnung des Canals im Schieberrücken erfolgen soll, bestimmt sodann die Kurbelstellung $O\,II'$, bei welcher die Expansion beginnen soll, entsprechend dem gewünschten Füllungsgrad $\frac{s_1}{s} = \frac{I\,Q'_2}{I\,IV}$, halbiert den Bogen $II'\,X$ in IX und überträgt den sich hiermit in Fig. 4 ergebenden Winkel ω_n von OR_3 in Fig. 5, wie dort cotiert, so erhält man die zugehörige Lage OR des relativen Excenters. Zieht man nun $VE \parallel OR$ und wählt nach Gl. (519 $\delta_1 = 60$ bis 90°, so ergibt sich der Schnittpunkt E mit der VE und wenn man hierauf $ER \parallel VR$ zieht, so ergibt sich der Schnittpunkt R und hiermit $OR = r_0$ und $\sphericalangle SOR = \delta_0$ für die relative Excentricität.

Es ist sodann, wie in Fig. 5 gezeichnet, OR_3, Fig. 5, übereinstimmend mit der Kurbellage $O\,IX$, Fig. 4, OR_2 übereinstimmend mit $O\,II'$ in Fig. 4 und OR_4 übereinstimmend mit OX in Fig. 4.

Wählt man

$$\omega_n = \omega_2 \quad \ldots\ldots\ldots\ldots \quad (524$$

so fallen die Kurbelstellungen $R_2\,R_3\,R_4$ in R_3 zusammen, es findet gar keine relative Überschiebung der äußeren Endcanalkante statt und der

Canalschluſs im Schieberrücken und Cylinder erfolgt gleichzeitig. Es ist dann der Füllungsgrad gleich jenem des Vertheilungsschiebers. Von dieser Gl. (524 wird bei der Meyer'schen Steuerung Gebrauch gemacht.

Ein vollständiges Bild der durch diese Steuerung bewirkten Dampfvertheilung ergibt wieder das Diagramm der Schiebereröffnungscurven Fig. 6, Taf. XLIX, in welchem wieder die Kolbenwege als Abscissen und die Canaleröffnungen als Ordinaten eingetragen sind. Die Curve *1' II'* zeigt den Canalschluſs im Schieberrücken an. Bei *II'* beginnt die Expansion, somit ist der Füllungsgrad

$$\frac{s_1}{s} = \frac{I\,II'}{I\,IV}$$

In Fig. 7, Taf. XLIX, ist wieder das ideelle Indicator-Diagramm für diese Steuerung gezeichnet, welcher in *I* bis *VI* die sechs Perioden der Dampfvertheilung im Dampfcylinder erkennen läſst, und Fig. 8, Taf. XLIX, zeigt schematisch die Dampfvertheilung im Dampfcylinder oben für den Kolbenhingang, unten für den Kolbenrückgang.

Die Steuerung ergibt umso geringere Drosselung des Dampfes zu Ende der Füllungsperiode, je rascher der Canalschluſs im Schieberrücken erfolgt, je steiler also die Curve *1' II'* im Diagramm, Fig. 6, abfällt.

Am raschesten erfolgt für $r_0 > y$ der Canalschluſs für

$$y = \frac{a}{2} \quad \text{. . . . . (525}$$

wie in Fig. 10, Taf. XLIX, gezeichnet, weil in diesem Falle die Dauer der Abschluſsperiode ein Minimum wird. Der Canalschluſs erfolgt im Allgemeinen um so rascher, je gröſser das Verhältnis $\frac{r_0}{y}$ ist und je mehr sich y dem Werte $\frac{a}{2}$ nähert.

Bei constanter Plattenlänge $2l$ kann man mit dieser Steuerung durch Verstellung des Expansionsexcenters variable Expansion erzielen. Die Verstellung des Expansionsexcenters kann hierbei entweder durch geradlinige Verschiebung des Excentermittelpunktes oder durch Drehung desselben um den Mittelpunkt der Excenterwelle (Kurbelwelle der Dampfmaschine) erfolgen.

Das Müller'sche Steuerungsdiagramm Fig. 9, Taf. XLIX, läſst den Einfluſs der Drehung des Expansionsexcenters um den Mittelpunkt der Excenterwelle auf die Veränderung der Expansion erkennen. δ_1 ist hierin die ursprüngliche Lage des Expansionsexcenters für die maximale

Füllung, δ_1' eine zweite Lage desselben, welche den kleineren Kurbelwinkel ω'_n für die Füllungsperiode ergibt.

Damit bei der Schieberbewegung nicht Dampf in den Endcanal von unten einströmt, muss a_2 größer sein als a und nehmen wir an Stelle der Gl. (511

$$a_2 = 10\ mm + a \qquad (526$$

übrigens aber kommen auch hier die Gl. (508, (510 und (512 bis (516 unverändert zur Anwendung. Die Länge L, d. i. die Entfernung der äußeren Kante des Endcanals im Schieberrücken vom Mittel ist nach Fig. 2, Taf. XLIX

$$L = y + l \qquad (527$$

Um eine theilweise Entlastung der Expansionsplatte vom Dampfdruck zu erzielen, wird der Schieberrücken des Vertheilungsschiebers mit Aussparungen versehen, wie in Fig. 1, Taf. XLIX, angedeutet.

Beispiel. Auf Taf. XLIX ist die einfachere Doppelschiebersteuerung für eine Dampfmaschine dargestellt, welche 300 *mm* Kolbendurchmesser, 600 *mm* Kolbenhub und 70 Umdrehungen der Kurbel pro Minute erhalten soll.

Hiefür ist

$$D = 300\ mm$$
$$s = 600\ mm$$
$$n = 70$$
$$R = \frac{1}{2} s = 300\ mm$$
$$L = 5R = 1500\ mm$$

Hiermit ergibt sich die mittlere Kolbengeschwindigkeit

$$c = \frac{2ns}{60} = \frac{ns}{30} = \frac{70 \,.\, 0{,}6}{30} = 1{,}4\ m$$

ferner wird nach Gl. (447 die Wandstärke des Dampfcylinders

$$\delta = 20\ mm + 0{,}01 \,.\, D = 23\ mm$$

und nach Gl. (448 der Durchmesser der einseitigen Kolbenstange

$$d = \frac{1}{6} D = \frac{1}{6} \,.\, 300 = 50\ mm$$

und hiermit nach Gl. (491 die nutzbare Kolbenfläche

$$F = \frac{\pi}{4} \,.\, D^2 - \frac{1}{2} \,.\, \frac{\pi}{4} \,.\, d^2 = 70686 - 982 = 69704\ mm^2$$

sonach wird nach Gl. (485 wegen $c < 1{,}5\ m$ der Querschnitt des Einströmungscanales

$$f = \frac{1}{20} \,.\, F = \frac{1}{20} \,.\, 69704 = 3485{,}2\ mm^2$$

Hiermit wird der lichte Querschnitt des Dampfzuleitungsrohres nach Gl. (489

$$f_1 = \frac{10}{9} \,.\, f = \frac{10}{9} \,.\, 3485{,}2 = 3872\ mm^2$$

also der Durchmesser desselben

$$D_1 = 70{,}2 \backsim 70\ mm$$

ferner wird der lichte Querschnitt des Dampfausströmungsrohres nach Gl. (490

$$f_2 = 2f = 2 \,.\, 3485{,}2 = 6970{,}4\ mm^2$$

also der Durchmesser desselben

$$D_2 = 93 \backsim 95\ mm$$

Nimmt man nach Gl. (494 das Verhältnis

$$\frac{a}{b} = \frac{1}{6}$$

so erhält man die Canalweite

$$a = \sqrt{f \,.\, \left(\frac{a}{b}\right)} = \sqrt{3485{,}2 \,.\, \frac{1}{6}} = \sqrt{581} = 24{,}1 \backsim 24\ mm$$

und hiermit

$$b = a \,.\, \left(\frac{b}{a}\right) = 24 \,.\, 6 = 144 \backsim 150\ mm$$

und es ist sowohl a nach Gl. (497, als auch b nach Gl. (496 ganz entsprechend.

Man erhält hiermit nach Gl. (508 für den Vertheilungsschieber, welcher für nahezu Vollfüllung zu dimensionieren ist

$$v = \frac{1}{7}\,a = \frac{1}{7} \,.\, 24 = 3{,}43 \backsim 3{,}5\ mm$$

$$e = \frac{1}{3}\,a = \frac{1}{3} \,.\, 24 = 8\ mm$$

$$r = e + a = 8 + 24 = 32\ mm$$

$$i = \frac{1}{10}\,a = \frac{1}{10} \,.\, 24 = 2{,}4 \backsim 2{,}5\ mm$$

und hiermit ergibt sich der Voreilungswinkel δ aus dem Diagramm Fig. 4, Taf. XLIX.

Ferner wird nach Gl. (510 die Stegbreite

$$a_1 = 10\ mm + \frac{1}{2}\,a = 10 + \frac{1}{2} \,.\, 24 = 22\ mm$$

und nach Gl. (512 die Weite des Ausströmungscanales

$$a_0 = 1{,}5\,a + r + i - a_1 = 1{,}5 \,.\, 24 + 32 + 2{,}5 - 22 = 48{,}5 \backsim 48\ mm$$

endlich ist die Breite der Passleiste a_2 nach Gl. (526

$$a_2 = 10\ mm + a = 10 + 24 = 34\ mm$$

und der Durchmesser der Schieberstange nach Gl. (513

$$d_3 = \frac{1}{12{,}5} \,.\, D = \frac{1}{12{,}5} \,.\, 300 = 24 \backsim 25\ mm$$

nach Kalibermaß abgerundet.

Nach Gl. (514 wird der Durchmesser der Excenterstange an den Enden

$$d_4 = 1{,}25\,d_3 = 1{,}25 \,.\, 25 = 31 \backsim 30\ mm$$

und wir behalten für das Ende bei der Schieberstange diesen Durchmesser bei, nehmen jedoch des kräftigeren Ansehens wegen jenen am Ende beim Excenter etwas größer, etwa 33 mm.

Der Durchmesser der Excenterstange in der Mitte ihrer Länge wird nach Gl. (515

$$d_5 = 1{,}4\,d_3 = 1{,}4 \,.\, 25 = 35\ mm$$

und die Breite der Excenterringe nach Gl. (516

$$b_1 = 2 d_3 = 2 \,.\, 25 = 50 \, mm$$

Setzt man nach Gl. (522 den geringsten zulässigen Wert für λ um den kürzesten Schieber zu erhalten, nämlich

$$\lambda = 10 \, mm$$

so erhält man nach Gl. (523 die kürzeste Plattenlänge

$$2 \, l_{min} = r_0 - y + a + \lambda$$

und weil für $^7/_{10}$ Füllung aus dem Diagramm Fig. 5, Taf. XLIX, sich ergibt

$$y = 36{,}5 \, mm$$
$$r_0 = 39 \, mm$$

so wird

$$2 \, l_{min} = 39 - 36{,}5 + 24 + 10 = 36{,}5 \, mm$$

also

$$l_{min} = 18{,}25 \, mm$$

und hiermit aus Fig. 2, Taf. XLIX, oder nach Gl. (527

$$L_{min} = y + l_{min} = 36{,}5 + 18{,}25 = 54{,}75 \, mm$$

Wir nehmen jedoch L größer als 54,75 mm, um nicht zu schief gezogene Endcanäle im Vertheilungsschieber zu erhalten, und zwar wie in Fig. 1, Taf. XLIX gezeichnet

$$L = 96 \, mm$$

und erhalten somit

$$l = L - y = 96 - 36{,}5 = 59{,}5 \backsim 60 \, mm$$

für die halbe Plattenlänge, somit

$$2 \, l = 2 \,.\, 60 = 120 \, mm$$

für die ganze Länge des Expansionsschiebers.

Anmerkung. Wird die Steuerung mit verstellbarem Excenter für variable Expansion ausgeführt, so ist die Plattenlänge $2 \, l$ für die größte relative Excentricität r_{0max} zu bestimmen.

3. Die Meyer'sche Steuerung.

Dieselbe ist eine Doppelschiebersteuerung, welche sich von der vorgenannten einfacheren Doppelschiebersteuerung dadurch unterscheidet, dafs der Expansionsschieber aus zwei Platten besteht, welche durch Drehung der zur Schraubenspindel geformten Schieberstange einander genähert oder von einander entfernt werden können, wie in Fig. 2 bis 4, Taf. L, ersichtlich. Jede Platte enthält in einer Gabel verschiebbar eine Mutter, welche auf das zugehörige Stück der mit rechtem und linkem flachem Gewinde gleicher Steigung versehenen Schieberstange aufgeschraubt ist und durch eine sich daran stützende Feder die Platte auf dem Rücken des Vertheilungsschiebers anliegend hält. Die Drehung der Schieberstange erfolgt durch ein unverschiebbar gelagertes Handrad mit Feder und Nuth oder indem die Schieberstange an dem durch die Handradnabe hindurchgehenden Ende mit viereckigem Querschnitt versehen ist. Jede Platte hat

die Länge l und wenn in der relativen Mittellage die Innenkanten der beiden Platten je um die Größe x vom Mittel abstehen, so wird entweder die äußere Plattenkante von der äußeren Canalkante um die Größe y abstehen (Kantenentfernung) wie in Fig. 2 und hiernach in Fig. 1, Taf. L, gezeichnet, oder es wird der Endcanal durch die Expansionsplatte um die Größe η überdeckt sein, wie in Fig. 1 unten gezeichnet. y_{max} bezeichnet in Fig. 1 die größte Kantenentfernung bei ganz zusammengeschraubten Platten und η_{max} die größte Überdeckung bei ganz auseinandergeschraubten Expansionsplatten, immer in der relativen Mittellage gemessen.

Bei der Kantenentfernung y_{max} ergibt sich die Entfernung der äußeren Canalkante im Schieberrücken vom Schiebermittel

$$L = y_{max} + l \quad \ldots \ldots \ldots \ldots (528$$

und wenn wieder r_0 die Excentricität oder die Länge des Halbmessers der Excenterkurbel für das relative Excenter vorstellt, und die Expansionsplatte in ihrer relativen äußersten Linksstellung bei der Überdeckung η_{max} den Canal innen noch um die Größe

$$\lambda \gtreqless 10\ mm \quad \ldots \ldots \ldots \ldots (529$$

überdecken soll, wie in Fig. 1, Taf. L, unten gezeichnet, so ergibt sich die Plattenlänge

$$l = r_0 + \eta_{max} + a + \lambda \quad \ldots \ldots \ldots \ldots (530$$

Damit endlich nicht unten Dampfnachströmung durch den Endcanal eintritt, wenn derselbe oben im Schieberrücken schon geschlossen ist, so muss die Breite der Passleiste a_2 wieder der Gleichung entsprechen

$$a_2 = 10\ mm + a \quad \ldots \ldots \ldots \ldots (531$$

Für den Vertheilungsschieber gelten übrigens wieder die Gleichungen (508, (510 und (512 bis (516.

In Fig. 2, Taf. L, ist das eine Gewinde schwächer und die Schieberstange in gleicher Stärke mit dem stärkeren Gewinde durch die Stopfbüchse geführt, so dass die Schieberstange von rechts eingeschoben und die Mutter für das stärkere Gewinde über das schwächere Gewinde geschoben werden kann; hierbei sind beide Muttern ungetheilt. Man kann aber auch beide Gewinde gleich stark halten und die Schieberstange ebenso stark, wie in Fig. 2 links gezeichnet und ebenfalls die Schieberstange durch die Stopfbüchse in den Schieberkasten einschieben; die beiden Muttern müssten dann zweitheilig sein. Endlich kann man auch den Durchmesser der Schieberstange gleich dem Durchmesser des Gewindekernes oder des leichteren Aufschiebens der Muttern wegen noch etwas schwächer machen und die ungetheilten Muttern schon außerhalb des Schieberkastens

aufschrauben und in diesem Falle muss der Schieberkasten einen seitlichen Deckel besitzen, in welchem die Stopfbüchsen enthalten sind. Dieser Deckel wird über die Schieberstangen aufgeschoben, nachdem bereits die Muttern aufgeschraubt sind.

Der Schieberkasten selbst kann hier wie in allen Fällen entweder gleich an den Dampfcylinder angegossen oder, um die Bearbeitung des Schieberspiegels zu erleichtern, besonders gegossen und bearbeitet und nachträglich an den Cylinder angeschraubt sein, wie in Fig. 1 und 3, Taf. XLVI, gezeichnet ist.

Für die Canaleröffnungen gelten wieder die Gleichungen (517 (518 und (520.

Es gilt somit auch hier für die augenblicklichen Werte von y alles, was für die einfachere Doppelschiebersteuerung gilt.

Insbesondere aber wird für jeden Füllungsgrad die Schieberöffnungscurve genau auf demselben Wege erhalten, wie für den einen Füllungsgrad, für welchen dieselbe aus den Diagrammen in Fig. 4 und 5, in dem Diagramm Fig. 6, Taf. XLIX, zu Stande kam.

Der Kantenentfernung y entspricht aber hier die Plattenentfernung x vom Schiebermittel und es ist allgemein

$$x = L - l - y \quad \ldots\ldots\ldots\ldots\ldots\ldots \quad (532$$

von $y = y_{max}$ bis $y = o$. Dagegen ist, wenn in einer beliebigen Stellung der Platten die Überdeckung bei der relativen Mittellage η beträgt

$$x = L - l + \eta \quad \ldots\ldots\ldots\ldots\ldots\ldots \quad (533$$

indem eben die Überdeckung einer negativen Kantenentfernung entspricht, und für η_{max} ist

$$x_{max} = L - l + \eta_{max} \quad \ldots\ldots\ldots\ldots\ldots \quad (534$$

Für ein bestimmtes y erhält man für die Canaleröffnungen das gleiche Müller'sche Schiebersteuerungsdiagramm wie für die einfachere Doppelschiebersteuerung und ebenso die zugehörigen Schiebereröffnungscurven und in gleicher Weise jene für ein bestimmtes η (negatives y und negatives ξ_0), indem hiefür die Canaleröffnung im absoluten Maß gleich ist

$$E = \xi_0 - \eta \quad \ldots\ldots\ldots\ldots\ldots\ldots\ldots \quad (535$$

Durch das Auseinanderschrauben der beiden Expansionsplatten mittels des vorgenannten Handrades ergibt sich ein veränderlicher Füllungsgrad und mithin variable Expansion, und man kann, durch die Wahl von η_{max} und y_{max} alle zwischen den beiden hierdurch bestimmten Füllungsgraden liegende Füllungsgrade erreichen. Die Wahl des relativen Excenters aber muss wieder der Bedingung entsprechen, dass der Endcanal

im Schieberrücken nicht früher eröffnet wird, bevor der Einströmungscanal im Schieberspiegel am Dampfcylinder durch den Vertheilungsschieber geschlossen ist, damit nicht Dampfnachströmung während der bereits begonnenen Expansionsperiode erfolgt.

Da nun kein Grund vorhanden ist, bei der kleinsten Füllung (η_{max}, x_{max}) eine solche Nacheinströmung zu befürchten, wenn nur die Plattenlänge l der Gl. (510 entspricht, so hat man sein Augenmerk diesbezüglich nur auf y_{max} ($x = o$) zu richten.

Wählt man nun, wie in Fig. 1, Taf. L, gezeichnet

$$y_{max} = r_0 \quad \dots\dots \quad (536$$

und macht nach Gl. (524 den Winkel ω_n in derselben Figur gleich dem ω_2 aus dem Müller'schen Schiebersteuerungs-Diagramm für den Vertheilungsschieber entsprechend der Kurbelstellung $O\,II$ desselben, so bleibt der Canal im Schieberrücken bis zum Augenblick offen, in welchem der Einströmungscanal im Schieberspiegel auf dem Dampfcylinder geschlossen wird und die Meyer'sche Steuerung ergibt in diesem Falle den maximalen Füllungsgrad gleich jenem des Vertheilungsschiebers, nämlich

$$\frac{s_1}{s} = 0{,}91 \quad \dots\dots \quad (537$$

also nahezu Vollfüllung.

Da nun im Allgemeinen kein Grund vorhanden ist, dass darnach noch eine Überschiebung des Endcanales durch den Expansionsschieber vorkomme, so kann man der Dimensionierung der Meyer'schen Steuerung für nahezu Vollfüllung die Gl. (536 und (524 zu Grunde legen.

Wenn man aber die Schiebereröffnungscurven zeichnet, so findet man, wie man übrigens auch durch die Erwägung, dass der Canalschluss bei einem Werte $y < r_0$ umso rascher erfolgt, je mehr sich y dem Wert nach Gl. (525 nähert, folgern kann, eine umso geringe Drosselung der Dampfeinströmung, je größer das Verhältnis $\left(\frac{r_0}{y_{max}}\right)$ wird. Dadurch wird man nun dahin geführt, auf die Vollfüllung zu verzichten und etwa

$$\frac{s_1}{s} = 0{,}7 \quad \dots\dots \quad (538$$

als maximalen Füllungsgrad der Construction der Steuerung zu Grunde zu legen und hiefür zur Ermittlung von y_{max} das Diagramm Fig. 5, Taf. XLIX, oder für

$$\omega_n = \omega_2 \quad \dots\dots \quad (539$$

mit etwas größerer Überschiebung und günstigeren Canaleröffnungen das Diagramm Fig. 6, Taf. L, anwenden.

Die kleinste Füllung kann nun mit entsprechender Wahl von η_{max}

$$\frac{s_1}{s} = 0 \quad \ldots \ldots \ldots \ldots \ldots \ldots \ldots \ldots (540$$

werden. Diese Bedingung aber ergibt nach Gl. (530 einen sehr großen Wert für die Plattenlänge l und hiermit nach Gl. (528 einen sehr großen Wert für L also einen sehr langen Schieberrücken und weit auseinander gezogene Canäle. Man vermeidet dies, indem man als kleinsten Füllungsgrad

$$\frac{s_1}{s} = \frac{1}{20} \quad \ldots \ldots \ldots \ldots \ldots \ldots \ldots \ldots (541$$

festsetzt, wie in dem Diagramm Fig. 6, Taf. L, angenommen.

Zur Ermittlung der Excentricität des Expansionsexcenters führt sonach folgender Vorgang:

Man bestimmt r und δ für den Vertheilungsschieber durch das zugehörige Müller'sche Schiebersteuerungsdiagramm und auch ω_2 für die Kurbelstellung $O\,II$ zu Beginn der Expansion durch den Vertheilungsschieber, macht dann im Diagramm für den Expansionsschieber und für das relative Excenter OR (Fig. 1 oder Fig. 6, Taf. L) den Winkel $\omega_n = \omega_2$ wodurch sich so die Größe des Winkels δ_0 ergibt. Nun wählt man

$$\delta_1 = 60 \text{ bis } 90^\circ \quad \ldots \ldots \ldots \ldots \ldots \ldots \ldots (542$$

und zieht $VE \parallel OR$ und erhält hiermit den Durchschnittspunkt E und somit die Größe der Excentricität des Expansionsexcenters

$$OE = r_1 \quad \ldots \ldots \ldots \ldots \ldots \ldots \ldots \ldots (543$$

Hierauf zieht man $ER \parallel VO$ und enthält hiermit die Größe der relativen Excentricität

$$OR = r_0 \quad \ldots \ldots \ldots \ldots \ldots \ldots \ldots \ldots (544$$

Nun wird entweder, wie in Fig. 1, Taf. L, für Vollfüllung $y_{max} = r_0$ oder wie in Fig. 6, Taf. L, der Wert von y_{max} für $\frac{s_1}{s} = 0{,}7$ bestimmt.

Hierauf wählt man den kleinsten Füllungsgrad, etwa nach Gl. (541 $\frac{s_1}{s} = \frac{1}{20}$ und erhält hiermit (Fig. 6) η_{max} und nun ergibt die Gl. (530 die Plattenlänge l und die Gl. (528 die Länge L.

Für bestimmte Werte von y und η erhält man nun wieder die Schiebereröffnungscurven wie bei der einfacheren Doppelschiebersteuerung in Fig. 6, Taf. XLIX, gezeichnet.

Zur Anfertigung der Scala für die verschiedenen Expansionsgrade 0,1; 0,2 ꝛc. ist es noch nothwendig, die zugehörigen Werte von x zu bestimmen innnerhalb der Grenzen $x = 0$ bis $x = x_{max}$ und hierzu dient beispielsweise das Diagramm Fig. 5, Taf. L, welches für $\frac{s_1}{s} = 0{,}91$ gezeichnet ist und der Gl. (536 entspricht.

Es ist hiefür

$$y_{max} = r_0 \quad \ldots \quad (545$$

und mithin nach Gl. (528

$$L = r_0 + l \quad \ldots \quad (546$$

woraus

$$L - l = r_0 \quad \ldots \quad (547$$

und wenn man diesen Wert in Gl. (532 substituiert, so erhält man

$$x = r_0 - y \quad \ldots \quad (548$$

und es ergeben sich somit die Werte von x für die einzelnen Füllungsgrade, wie in Fig. 5, Taf. L, cotiert, in welcher beispielsweise x_3 den Wert von x für 0,3 Füllung bezeichnet. In diesem Diagramm ist der Durchmesser des relativen Excenterkreises RR' als Kolbenweglinie angenommen, auf welcher die Kolbenstellungen für $^1/_{20}$, $^1/_{10}$, $^2/_{10}$ ..... $^8/_{10}$, 0,91 Füllung aufgetragen sind. Die zugehörigen Kurbelstellungen sind annähernd durch Projection bestimmt. Letztere können jedoch auch mittels Müller'schen Kolbenwegdiagrammes Fig. 7, Taf. XLVIII, genau bestimmt werden.

Die Plattenverstellung erfolgt, wie schon angegeben, durch Drehung des Handrades auf der Schraubenspindel und die Anzeige der jeweiligen Plattenstellung durch die Angabe des zugehörigen Füllungsgrades auf einer Scala mittels eines Zeigers. Diese Scala wird im Verhältnisse der Bewegungsübertragung auf den Zeiger aus jener in Fig. 5, Taf. L, abgeleitet.

Um eine theilweise Entlastung der Expansionsplatten vom Dampfdruck zu erzielen, wird wieder der Schieberrücken des Vertheilungsschiebers mit Aussparungen versehen, wie in Fig. 2 bis 4, Taf. L, gezeichnet.

Beispiel. Auf Taf. L ist die Meyer'sche Steuerung für eine Dampfmaschine dargestellt, welche 300 *mm* Kolbendurchmesser, 600 *mm* Kolbenhub und 70 Umdrehungen der Kurbel pro Minute erhalten soll.

Hiefür erhält man

$$D = 300\ mm$$
$$s = 600\ mm$$
$$n = 70$$
$$R = \frac{1}{2}s = 300\ mm$$
$$L = 5R = 1500\ mm$$
$$c = \frac{2ns}{60} = 1{,}4\ m$$
$$d = \frac{1}{6}D = \frac{1}{6}\,.\,300 = 50\ mm$$

und somit die nutzbare Kolbenfläche bei einseitig durchgehender Kolbenstange nach Gl. (491

$$F = \frac{\pi}{4}\,.\,D^2 - \frac{1}{2}\,.\,\frac{\pi}{4}\,.\,d^2 = 69704\ mm^2$$

und wegen $c < 1{,}5\ m$ nach Gl. (485 den Querschnitt des Einströmungscanals

$$f = \frac{1}{20}\,.\,F = 3485{,}2\ mm^2$$

und wenn man nach Gl. (494 das Verhältnis

$$\frac{a}{b} = \frac{1}{6}$$

nimmt, erhält man hieraus die Canalweite

$$a = \sqrt{f\,.\left(\frac{a}{b}\right)} = 24\ mm$$

und somit die Canalbreite

$$b = a\,.\left(\frac{b}{a}\right) = 144 \backsim 150\ mm$$

Für den Vertheilungsschieber ergeben sich nun nach Gl. (508 die Dimensionen für nahezu Vollfüllung

$$v = \frac{1}{7}a = 3{,}43 \backsim 3{,}5\ mm$$
$$e = \frac{1}{3}a = 8\ mm$$
$$r = e + a = 32\ mm$$
$$i = \frac{1}{10}a = 2{,}4 \backsim 2{,}5\ mm$$

Hiermit wird nun das Müller'sche Schiebersteuerungs-Diagramm für den Vertheilungsschieber gezeichnet, wie in Fig. 4, Taf. XLIX, ausgeführt. Es ergibt sich hierbei die Größe des Voreilungswinkels δ unmittelbar im Diagramm selbst.

Man erhält ferner nach Gl. (510 die Stegbreite

$$a_1 = 10\ mm + \frac{1}{2}a = 22\ mm$$

nach Gl. (512 die Weite des Ausströmungscanales

$$a_0 = 1{,}5a + r + i - a_1 = 48{,}5 \backsim 48\ mm$$

und nach Gl. (531 die Breite der Paßleiste

$$a_2 = 10\ mm + a = 34\ mm$$

nach Gl. (518 der Durchmesser der Schieberstangen

$$d_s = \frac{1}{12,5} . D = 24 \backsim 25 \; mm$$

Es wird nun das Müller'sche Schiebersteuerungs-Diagramm für den Expansionsschieber je nach der Wahl des zu erreichenden maximalen Füllungsgrades, für Vollfüllung (Fig. 1, Taf. L) oder für $^7/_{10}$ Füllung (Fig. 6, Taf. L) gezeichnet und hieraus y_{max} entnommen. Sodann wird in demselben Diagramm für den kleinsten Füllungsgrad z. B. $^1/_{20}$ Füllung der Wert für η_{max} ermittelt.

Für die Grenzen $\frac{s_1}{s} = 0,91$ und $^1/_{20}$ ergibt das für den vorliegenden Fall gezeichnete Diagramm in Fig. 1, Taf. L

$$y_{max} = r_0 = 28 \; mm$$
$$\eta_{max} = 13,25 \; mm$$

und wenn man nach Gl. (529

$$\lambda = 10 \; mm$$

setzt, so erhält man aus Gl. (530 die Plattenlänge

$$l = r_0 + \eta_{max} + a + \lambda = 75,25 \backsim 76 \; mm$$

und aus Gl. (528 die Länge

$$L = y_{max} + l = 104 \; mm$$

Für die Grenzen $\frac{s_1}{s} = 0,7$ und $^1/_{20}$ ergibt das für den vorliegenden Fall gezeichnete Diagramm in Fig. 6, Taf. L

$$y_{max} = 24 \; mm$$
$$r_0 = 28 \; mm$$
$$\eta_{max} = 13,25 \; mm$$

und wenn man wieder nach Gl. (529

$$\lambda = 10 \; mm$$

setzt, so erhält man aus Gl. (530 die Plattenlänge

$$l = r_0 + \eta_{max} + a + \lambda = 75,25 \backsim 76 \; mm$$

und aus Gl. (528 die Länge

$$L = y_{max} + l = 24 + 76 = 100 \; mm$$

4. Die Guhrauer-Steuerung.

Dieselbe besitzt wie die Meyer'sche Steuerung einen Vertheilungsschieber mit Endcanälen und am Rücken desselben einen aus zwei gegen einander verstellbaren Expansionsplatten gebildeten Expansionsschieber. Letztere werden jedoch durch directe Einwirkung des Regulators behufs Drehung der mit Gewinden sehr großer Steigung versehenen Expansionsschieberstange verstellt. Auf Taf. LI ist der Cylinder und ein Theil des Bettes einer horizontalen Dampfmaschine mit Guhrauer-Steuerung nach der bewährten Ausführung der Prager Maschinenbau-Actien-Gesellschaft vormals Ruston & Cie. dargestellt. Die Endcanäle sind im Schieberrücken des Vertheilungsschiebers v zweitheilig und die beiden Expansions-

platten e mit einer Mittelöffnung versehen, wodurch die Verstellung der Expansionsplatten zwischen dem kleinsten und größten Füllungsgrade auf ein geringeres Maß reduciert wird, als sich bei ungetheiltem Endcanal ergeben würde. Auf der Expansionsschieberstange ist eine gusseiserne Schnecke s mit rechtem und linkem Gewinde aufgekeilt, zwischen deren Gängen die Muttergänge m eingreifen, die an den Expansionsplatten angegossen sind. Die Expansionsschieberstange ist mit 2 Federkeilen in die lange Nabe des Zahnradsegmentes z eingeschoben, in welches die vom Regulator bewegte Zahnstange Z eingreift, um behufs Änderung des Füllungsgrades die Expansionsplatten einander zu nähern oder von einander zu entfernen. Weil nun bei veränderlichem Kraftbedarf der Regulator selbstthätig den Füllungsgrad ändert, entfällt die Anwendung einer Drosselklappe und die Regulierung entspricht mithin bei der Guhrauer-Steuerung den ökonomischen Anforderungen besser als bei der Meyer'schen Steuerung.

5. Die *Rider*-Steuerung.

Dieselbe stimmt principiell mit der Meyer'schen Steuerung überein, indem selbe wie diese, durch Veränderung der Kantenentfernung y und beziehungsweise der Überdeckung η variable Expansion ergibt und die Erreichung aller Füllungsgrade von Null bis zu der durch den Vertheilungsschieber gebotenen nahezu Vollfüllung gestattet.

Der Expansionsschieber ist jedoch, wie in Fig. 7 und 8, Taf. L, zu ersehen, durch eine einzige Platte gebildet, welche cylindrisch eingerollt und an den Enden mit divergierenden arbeitenden Kanten versehen ist, derart, dass letztere in den developierten Schieberflächen Fig. 9, Taf. L, parallel laufen zu den gleichfalls divergierenden Canalkanten im cylindrisch ausgebohrten Schieberrücken des Grundschiebers.

Wird der Expansionsschieber in der die developierten Schieberflächen darstellenden Fig. 9, Taf. L, in der Pfeilrichtung verschoben, also in Fig. 7, Taf. L, um seine Achse gedreht, welche zugleich die Achse der Schieberstange ist, so verringert sich nach und nach die Kantenentfernung y, welche in der dort gezeichneten Stellung ihren größten Wert y_{max} hat, bis $y = 0$ wonach die Überdeckung η folgt und diese erreicht ihren maximalen Wert η_{max}, wenn der Expansionsschieber in Fig. 7 um den Winkel φ im Kreise gedreht wird, also wenn der Punkt C des Expansionsschiebers nach B kommt, also der Punkt C um den Bogen $BC = \varphi$ im Bogenmaße weiter bewegt ist, was in Fig. 9 damit bewerkstelligt

erscheint, dafs AB gleich der developierten Canallänge AB im Schieberrücken Fig. 7 und BC gleich der developierten Länge des Bogens $BC = \varphi$ des Expansionsschiebers Fig. 7 gemacht und dann der Expansionsschieber in der Pfeilrichtung um $AB = \varphi$ geradlinig verschoben wird.

Hiermit aber ergibt sich die Kantenschräge aus dem rechtwinkligen Dreiecke mit den Katheten φ und x_{max} aus Fig. 9 und kann man für jede Zwischenstellung von 0 bis φ den zugehörigen Wert von x und mithin auch umgekehrt für jeden Wert von x den zugehörigen Drehungswinkel bestimmen. Wird also die Scala für die einzelnen Füllungsgrade nach dem in Fig. 5, Taf. L, eingehaltenen Vorgang angefertigt, so ergeben sich hieraus die betreffenden Werte für x und hiermit aus Fig. 9 die zugehörigen Drehungswinkel im Bogenmaße für den Halbmesser des Expansionsschiebers.

Es werden übrigens die Müller'schen Schiebersteuerungsdiagramme in Fig. 4 und 5 und die Schieberöffnungscurven Fig. 6, Taf. XLIX, genau so gezeichnet wie für die Meyer'sche Steuerung. Man hält für die *Rider*-Steuerung gewöhnlich die Füllungsgrade innerhalb der Grenzen $\frac{s_1}{s} = 0{,}7$ und $\frac{1}{20}$ und bestimmt mithin r_0, y_{max} und η_{max} mittels des in Fig. 6, Taf. L, gezeichneten Diagrammes.

Mit den Bezeichnungen nach Fig. 8 und 9, Taf. L, ist, damit nicht Dampfnachströmung über die innere Kante des Endcanals im Schieberrücken erfolgt in der äußersten relativen Stellung des Expansionsschiebers, welche in Fig. 8 gestrichelt gezeichnet ist, noch zu verlangen, dafs der Canal nach innen zu um

$$\lambda \gtreqless 10\ mm \quad \ldots\ldots \quad (549$$

überdeckt sei, und es ergibt sich hieraus an Stelle der für die Meyer'sche Steuerung giltigen Gl. (530 für die Plattenlänge die folgende Bedingung

$$2l = r_0 - y_{max} + a + 10\ mm \quad \ldots\ldots \quad (550$$

da die Gefahr der Dampfnachströmung über die Innenkante für kleinere Werte von y nicht vorhanden ist.

Übrigens wird wieder die Pafsleistenbreite

$$a_2 = 10\ mm + a \quad \ldots\ldots \quad (551$$

und die Canalkantenentfernung

$$L = y_{max} + l \quad \ldots\ldots \quad (552$$

und für den Vertheilungsschieber gelten wieder die Gl. (508, (510 und (512 bis (516.

Der wesentliche Vortheil der *Rider*-Steuerung gegenüber der Meyer'schen Steuerung ist wie bei der Guhrauer-Steuerung die Erzielung variabler Expansion durch die Einwirkung des Regulators, indem hierbei, wie in Fig. 4, Taf. XLV, ersichtlich, die Drehung des Expansionsschiebers zum Zwecke der Änderung des Füllungsgrades durch einen mit Außenverzahnung versehenen Hebel erfolgt, auf welchen die Bewegung der Regulatorhülse durch eine Zahnstange übertragen wird, derart, dass die Steuerung bei vermindertem Arbeitswiderstande auf einen geringeren Füllungsgrad eingestellt wird und umgekehrt. Es entfällt mithin bei einer Dampfmaschine mit *Rider*-Steuerung die Anwendung einer Drosselklappe und die hiedurch bedingte unökonomische Regulierung des Ganges der Maschine durch Dampfdrosselung.

Die *Rider*-Steuerung wird häufig auch mit vom Dampfdruck entlastetem Expansionsschieber ausgeführt, indem der Schieberrücken des Vertheilungsschiebers eine, mit einem aufgeschraubten Deckel versehene cylindrische Büchse bildet, in welcher der ebenfalls zum Cylinder geformte Expansionsschieber eingepasst ist. In Fig. 3, Taf. XLV, ist der Querschnitt durch den Cylinder und Schieberkasten der Maschine mit *Rider*-Steuerung Fig. 8 bis 10, Taf. XLVII, dargestellt. In Fig. 5, Taf. XLV, ist der Expansionsschieber und in Fig. 6, Taf. XLV, der Vertheilungsschieber dieser Maschine besonders gezeichnet. In Fig. 4, Taf. XLVI, ist der Horizontalschnitt durch den Cylinder und Schieberkasten für die mit *Rider*-Steuerung versehene Maschine Fig. 1 und 2, Taf. XLV, gezeichnet.

Beispiel. In Fig. 7 bis 9, Taf. L, ist die *Rider*-Steuerung für dieselbe Dampfmaschine gezeichnet, für welche in dem Beispiele S. 367 die Meyer'sche Steuerung construiert wurde. Es gelten hiefür alle dort berechneten Dimensionen und die denselben zugrunde liegenden Diagramme für die Grenzen des Füllungsgrades $\frac{s_1}{s} = 0{,}7$ bis $\frac{1}{20}$ und ergibt sich sonach

$$y_{max} = 24\ mm$$
$$r_0 = 28\ mm$$
$$\eta_{max} = 18{,}25\ mm$$

und wenn man nach Gl. (549

$$\lambda = 10\ mm$$

setzt, so erhält man die geringste zulässige Plattenlänge nach Gl. (550

$$2l = r_0 - y_{max} + a + 10\,mm = 28 - 24 + 24 + 10 = 38\ mm$$

und mithin

$$l = \frac{1}{2} \cdot 38 = 19\ mm$$

also die Länge L nach Gl. (552

$$L = y_{max} + l = 24 + 19 = 43\ mm$$

und hiernach ist der Expansionsschieber in Fig. 9, Taf. L, gezeichnet.

Die Kantenschräge ist hierbei für den Winkel

$$\varphi = 60^0$$

bestimmt, und der Halbmesser des Expansionsschiebers für den Winkel

$$\sphericalangle AOC = 120^0$$

derart, dass die Länge der Sehne AB gleich ist der Canalbreite b.

Anmerkung. Würde der so erzielte Wert für L zu klein erachtet werden, so würde man, neuerdings $L > 43\ mm$ nach passenden in der Zeichnung sich ergebenden kleinsten Entfernungen der Endcanäle im Schieberrücken annehmen und hiermit neuerdings l rechnen, wofür man nach Gl. (552 erhielte

$$l = L - y_{max}.$$

6. Die Farcot-Steuerung.

Dieselbe ist in Fig. 3, Taf. LII, dargestellt. Es ist hierbei wieder ein Vertheilungsschieber mit Endcanälen vorhanden, welcher von einem Excenter (Vertheilungsexcenter) bewegt wird, und für nahezu Vollfüllung construiert ist. Auf dem Rücken des Vertheilungsschiebers liegen wieder zwei Expansionsplatten.

Letztere werden jedoch nicht durch ein besonderes Excenter bewegt, sondern sie liegen frei, nur durch Federn am Rücken des Expansionsschiebers anliegend erhalten und überdies durch den Dampfdruck angedrückt im Schieberkasten und werden durch die hiedurch entstehende Reibung vom Vertheilungsschieber mitgenommen, bis sie durch Anschläge an der absoluten Bewegung gehindert werden und somit eine relative Bewegung des Vertheilungsschiebers gegenüber den Expansionsplatten entsteht. Von da ab werden die Endcanäle im Schieberrücken des Vertheilungsschiebers in Folge der Eigenbewegung des letzteren durch die Expansionsplatten geschlossen oder geöffnet, je nach der jeweiligen Bewegungsrichtung desselben.

Solcher Anschläge sind drei vorhanden u. zw. ein verstellbarer auf einer durch den Schieberkasten durch eine Stopfbüchse hervortretenden Achse, auf welcher außerhalb des Schieberkastens ein Hebel aufgekeilt ist, durch dessen Bewegung die Drehung dieser Achse und mithin die Verstellung des daran befestigten Anschlages erfolgt. Dieser Anschlag hat die in Fig. 6, Taf. LII, in der Ansicht gezeichnete Form und bei seiner Drehung um seine Achse wird die Anschlaglänge und der Anschlaghalbmesser ρ in der Richtung der Schieberbewegung verändert, so dass die Endcanäle im Schieberrücken früher oder später geschlossen werden. Von

dem Augenblicke, in welchem dieser Anschlag an die Expansionsplatte anstößt, wird letztere still stehen bleiben und der Expansionsschieber darunter allein weiterbewegt. Zieht man nun der Einfachheit wegen wieder nur die linksseitige Expansionsplatte in Betracht, und sei diese in der Mittellage des Vertheilungsschiebers bereits am Anschlag vom Halbmesser ϱ anliegend, so wird diese in Ruhe bleiben, bis der Expansionsschieber darunter in die äußerste Rechtsstellung gelangt ist. In diesem Augenblicke sei, wie in Fig. 3, Taf. LII, gestrichelt, gezeichnet, der Endcanal im Schieberrücken um die Größe η überdeckt.

Der Schieberweg aus der Mittellage nach rechts werde wieder allgemein mit ξ bezeichnet und der Halbmesser der Excenterkurbel sei wieder r, so erfolgte der Canalschluss im Schieberrücken in dem Augenblicke, da $\xi = r - \eta$ war und es ergibt sich mithin für einen beliebigen Schieberweg ξ die Canaleröffnung im Schieberrücken

$$E_0 = r - \eta - \xi \quad \ldots \ldots \ldots \ldots \ldots (553$$

wobei die maximale Eröffnung des Endcanales im Schieberrücken wieder gleich der Canalweite a ist und von da ab die Canalverengung erfolgt.

Man erhält also mittels des in Fig. 1, Taf. LII, für den Vertheilungsschieber gezeichneten Müller'schen Schiebersteuerungsdiagrammes auch die Canaleröffnungen im Schieberrücken, wenn $N'P' = CD = \eta$ also für die Kurbelstellung in OM

$$E_0 = r - \eta - \xi = PP' - N'P' - MP = MN'$$

Bezeichnet noch, wie ebenfalls in Fig. 3, Taf. LII, cotiert, c die aus der Zeichnung zu entnehmende Entfernung der äußeren arbeitenden Kante der Expansionsplatte von der Anschlagfläche an derselben, so ergibt sich

$$L = \varrho + c + r - \eta \quad \ldots \ldots \ldots \ldots \ldots (554$$

und man erkennt hieraus, dass sich η ändert, sobald ϱ durch Verstellung des Anschlages geändert wird, und dass sich für den kleinsten Wert von ϱ also für ϱ_{min} auch der kleinste Wert von η also η_{min} ergibt und dass η_{min} auch kleiner als Null also negativ ausfallen kann, denn es wird allgemein

$$\eta = \varrho + c + r - L \quad \ldots \ldots \ldots \ldots \ldots (555$$

aber man erkennt auch ferner, dass sich für den größten Wert von ϱ also für ϱ_{max} der größte Wert von η also η_{max} ergibt.

Nach Gl. (553 aber erfolgt der Canalschluss im Schieberrücken um so eher, je größer η ist und die Steuerung ergibt sonach durch die Verstellung des Anschlages variable Expansion.

Man erkennt aber auch sofort aus dem Müller'schen Schiebersteuerungsdiagramm Fig. 1, Taf. LII, dass der Canalschluss im Schieberrücken für den linksseitigen Endcanal nur während des Rechtsganges des Vertheilungsschiebers aus seiner Mittellage erfolgen kann, und weil dieser Rechtsgang nur stattfindet, so lange sich das Excenter aus der Stellnng der Kurbel im todten Punkte nach rechts bewegt, die Excenterkurbel aber wieder mit der Excentricität r um den Voreilungswinkel δ gegen die Senkrechte SS zur Schieberbewegungsrichtung vorgekeilt ist, kann der Canalschluss im Schieberrücken nur während der Drehung der Kurbel aus dem todten Punkte um den Winkel

$$\omega_n = 90^0 - \delta \quad \dots \dots \dots \dots \dots \dots \dots (556$$

erfolgen und hierdurch ist die durch den Expansionsschieber erreichbare maximale Füllung beschränkt und beträgt dieselbe je nach der Größe des Voreilungswinkels höchstens

$$\frac{s_1}{s} = 0{,}3 \text{ bis } 0{,}4 \quad \dots \dots \dots \dots \dots \dots \dots (557$$

Erfolgt aber der Canalschluss im Schieberrücken nicht während des Rechtsganges des Vertheilungsschiebers, so findet derselbe überhaupt nicht mehr statt, und es folgt auf die vorgenannte maximale Füllung gleich die durch den Canalschluss im Schieberspiegel am Dampfcylinder durch den Vertheilungsschieber sich ergebende nahezu Vollfüllung, welche von dem Augenblick da η negativ zu werden anfängt, zuerst mit durch den Expansionsschieber gedrosseltem Dampf beginnt, welche Drosselung erst verschwindet, wenn η in negativer Richtung hinreichend groß ist.

Diese Steuerung hat also die Eigenthümlichkeit, dass mit derselben alle Füllungsgrade von 0 bis höchstens $\frac{s_1}{s} = 0{,}3$ bis $0{,}4$ erreicht werden und darauf nahezu Vollfüllung folgt, die dazwischen liegenden Füllungsgrade aber nicht vorhanden sind.

Die Wiedereröffnung der Endcanäle im Schieberrücken erfolgt durch zwei andere Anschläge, welche in den beiden Wänden des Schieberkastens festgeschraubt sind.

Die Gl. (556 lässt erkennen, dass der Kurbelwinkel ω_n, also der maximale durch den Expansionsschieber erreichbare Füllungsgrad um so größer ausfallen wird, je kleiner der Voreilungswinkel δ ist und weil nun δ durch die Größe der äußeren Überdeckung e und des linearen Voreilens v aus dem Müller'schen Schiebersteuerungsdiagramm Fig. 6, Taf. XLVIII, sich ergibt und bestimmt ist, so hängt der erreichbare

maximale Füllungsgrad unmittelbar von der Wahl von e und v ab. Da wir nun aber auch für Dampfmaschinen mit Farcot-Steuerung die gegenwärtig bei Dampfmaschinen im allgemeinen gebräuchlichen mittleren Kolbengeschwindigkeiten anwenden wollen*), so darf vor Allem das lineare Voreilen für die Dampfeinströmung nicht zu klein sein, und wir setzen deshalb

$$v = \frac{1}{9} a \quad \ldots \ldots \ldots \ldots \ldots \ldots \quad (558$$

Die Größe der äußeren Überdeckung e mit jener der inneren Überdeckung i zusammen genommen, bestimmen die Dauer der Compressionsperiode also die Größe der erzielten Compression und wir dürfen daher auch die Summe $(e + i)$ nicht zu klein nehmen, dagegen aber ist das innere lineare Voreilen v_1 (Fig. 6, Taf. XLVIII) durch die Größe von δ und i bestimmt, und es soll daher, um v_1 im Verhältnis zu v nicht zu klein zu erhalten, jedenfalls $i < v$ sein.

Wir setzen daher

$$i = \frac{1}{20} a \quad \ldots \ldots \ldots \ldots \ldots \ldots \quad (559$$

$$e = v = \frac{1}{9} a \quad \ldots \ldots \ldots \ldots \ldots \ldots \quad (560$$

und fügen bei, daſs ältere langsamgehende Maschinen zur Erzielung eines möglichst großen Füllungsgrades mit viel kleineren Werten von v und i ausgeführt sind, und $v = 0$ bis $2\ mm$; $e = 2\ mm$; $i = -2\ mm$ aufweisen. Zweckmäßig aber können wir hier, zur Erzielung eines höheren noch erreichbaren Füllungsgrades die Excentricität r etwas größer wählen als $r = e + a$ also etwa

$$r = e + \frac{4}{3} a \quad \ldots \ldots \ldots \ldots \ldots \ldots \quad (561$$

Für die Dimensionsbestimmung gelten nun noch für den Vertheilungsschieber die Gl. (510, (512 bis (516 und

$$a_2 = a + 10\ mm \quad \ldots \ldots \ldots \ldots \ldots \ldots \quad (562$$

und die Plattenlänge l des Expansionsschiebers ist dadurch bestimmt, daſs bei der Überdeckung η_{max} auch die innere Canalkante noch um

$$\lambda \geqq 10\ mm \quad \ldots \ldots \ldots \ldots \ldots \ldots \quad (563$$

überdeckt sein soll (Fig. 5, Taf. LII)

$$l = \eta_{max} + a + \lambda \quad \ldots \ldots \ldots \ldots \ldots \ldots \quad (564$$

---

*) Auf der Weltausstellung in Paris 1878 waren kleine und mittelgroße Dampfmaschinen mit Farcot-Steuerung mit 80 bis 100 Umdrehungen pro Minute.

Man kann nun verlangen, dass bei der durch den Vertheilungsschieber erzielten Vollfüllung der Canal im Schieberrücken gar nicht verengt werde und dieser Bedingung entspricht die Annahme (Fig 4, Taf. LII)

$\eta_{min} = -a$ . . . . (565

Ferner muss man verlangen, dass die äußere Kante des Endcanales im Schieberrücken bei der für dauernden Betrieb noch zulässigen maximalen Füllung noch um eine gewisse Größe η_n überdeckt sei, welche des sicheren dichten Abschlusses wegen doch noch

$\eta_n = 2$ bis $4\ mm$ . . . . (566

betragen soll, während die Füllungen von $\eta < \eta_n$ über $\eta = 0$ bis $\eta = \eta_{min}$ nur für die Regulierung des Ganges durch den Regulator in Betracht kommen sollen. Endlich wird man aus constructiven Gründen die Werte von ρ_{min} und c in der Zeichnung feststellen und hiermit erhält man aus Gl. (554, wie auch in Fig. 4, Taf. LII, cotiert

$L = \rho_{min} + c + r - \eta_{min} = \rho_{min} + c + r + a$ . . . (567

womit auch die Größe ρ_n des Anschlaghalbmessers für die durch den Expansionsschieber erreichte maximale auch für dauernden Betrieb noch zulässige Füllung sich ergibt

$\rho_n = L + \eta_n - c - r$ . . . . (568

und die Größe ρ_{max} des Anschlaghalbmessers für die größte Überdeckung η_{max} also für den kleinsten Füllungsgrad, wie auch in Fig. 5, Taf. LII, cotiert

$\rho_{max} = L + \eta_{max} - c - r$ . . . . (569

Die graphische Darstellung der Dampfvertheilung ist in dem Müller-schen Schiebersteuerungsdiagramm, Fig. 1, Taf. LII, durchgeführt und hiernach sind in Fig. 9, Taf. LII, die Schiebereröffnungscurven für den Verteilungsschieber und jene $E_0\ II'$ für den durch den Expansionsschieber bei der beliebig gewählten Überdeckung η erreichten Füllungsgrad gezeichnet.

Die Canaleröffnung im Schieberspiegel ist für einen bestimmten Kurbelwinkel ω und zugehörigen Schieberweg $\xi = MP$ (Fig. 1 Taf. LII)

$E = \xi - e = MP - NP = MN$ . . . . (570

und jene im Schieberrücken, wenn $CD = \eta$ gemacht wird

$E_0 = r - \eta - \xi = MP' - N'P' = MN'$ . . . . (571

und es wird, wie die Schraffierung andeutet, die Canaleröffnung im Schieberspiegel so lange maßgebend sein, bis $E_0 < E$ wird, wonach die Eröffnungen im Schieberrücken maßgebend sind.

Die Anschlagcurve für die Veränderung von η entsprechend den verschiedenen Füllungsgraden wäre nun zur Vermeidung der Dampf-

drosselung durch den Expansionsschieber am besten so verlaufend, dass nach $\eta = \eta_n$ sofort $\eta = \eta_{min}$ folgen würde, man sieht sich aber veranlasst, aus constructiven Gründen diesen Sprung wegzulassen und formt die Curve nach einer Evolvente mit stetigem Übergang von ρ_{min} zu ρ_{max}, wie in Fig. 6, Taf. LII, durchgeführt. Es beträgt hiefür die ganze Verlängerung des Anschlaghalbmessers

$$\rho_{max} - \rho_{min} = \eta_{max} - \eta_{min} \quad \text{(572}$$

und es ergibt sich somit der Halbmesser ρ_0 des Abwickelungskreises der Evolvente, für den Drehungswinkel φ im Bogenmaße gemessen aus der Gleichung

$$\rho_0 \cdot \varphi = \eta_{max} - \eta_{min} \quad \text{(573}$$

und der Anschlag erfolgt normal zur Curve im Abstande ρ_0 seitlich vom Achsenmittels des Anschlages.

Formt man beide Seiten des Anschlages symmetrisch, so erhält man mit Rücksicht auf die endliche Länge der Leitstange ungleiche Füllungsgrade zu beiden Kolbenseiten. Will man jedoch gleiche Füllungsgrade erzielen, so fallen die beiden Curvenstücke des Anschlages unsymmetrisch aus.

Der Drehungswinkel φ muss aus constructiven Gründen kleiner als 180° sein und kann man nehmen

$$\varphi \lesseqgtr 135^\circ \quad \text{(574}$$

Die Länge der Anschläge an den Schieberkastenwänden ergibt sich aus der Bedingung, dass in der in Fig. 3, Taf. LII, rechts gezeichneten Mittellage des Vertheilungsschiebers der Endcanal im Schieberrücken mindestens noch um eine bestimmte Größe η überdeckt sein soll, wie in der Stellung der rechtsseitigen Expansionsplatte cotiert, und dass der Canal hinreichend weit geöffnet wird.

Um den relativen Schieberweg zu vermindern und zugleich einen rascheren Canalschluss im Schieberrücken zu erzielen, wird der Endcanal im Schieberrücken zweitheilig oder für größere Maschinen dreitheilig ausgeführt, im ersteren Falle mit je $\frac{a}{2}$ im letzteren mit je $\frac{a}{3}$ Canalweite.

Fig. 10, Taf. LII, zeigt die Farcot-Steuerung mit zweitheiligem Endcanal im Schieberrücken und es ist hiefür die Canaleröffnung

$$E_0 = 2(r - \eta - \xi) \quad \text{(575}$$

und

$$\eta_{min} = -\frac{a}{2} \quad \text{(576}$$

Fig. 11, Taf. LII, zeigt die Farcot-Steuerung mit dreitheiligem Endcanal im Schieberrücken und es ist hiefür die Canaleröffnung

$$E_0 = 3(r - \eta - \xi) \quad \ldots \ldots \ldots \ldots \ldots \ldots (577$$

und

$$\eta_{min} = -\frac{a}{3} \quad \ldots \ldots \ldots \ldots \ldots \ldots (578$$

übrigens erhält man für l und L für den zweitheiligen Endcanal

$$l = \eta_{max} + \frac{a}{2} + \lambda \quad \ldots \ldots \ldots \ldots \ldots \ldots (579$$

$$L = \varrho_{min} + c + r - \eta_{min} = \varrho_{min} + c + r + \frac{a}{2} \quad \ldots (580$$

und für den dreitheiligen Endcanal

$$l = \eta_{max} + \frac{a}{3} + \lambda \quad \ldots \ldots \ldots \ldots \ldots \ldots (581$$

$$L = \varrho_{min} + c + r - \eta_{min} = \varrho_{min} + c + r + \frac{a}{3} \quad \ldots (582$$

Die zugehörigen Canaleröffnungen sind in Fig. 7 und 8, Taf. LII, graphisch dargestellt und hiernach die Schiebereröffnungscurven $E_0' II'$ und $E_0'' II'$ in Fig. 9, Taf. LII, gezeichnet.

In Fig. 7, Taf. LII, ist

$$E_0 = MM' = 2 . MN' = 2(r - \eta - \xi)$$

und in Fig. 8, Taf. LII, ist

$$E_0 = MM' = 3 . MN' = 3(r - \eta - \xi)$$

und es wird, wie die Schraffierung andeutet, wieder die Canaleröffnung im Schieberspiegel so lange maßgebend sein, bis $E_0 < E$ wird, wonach die Eröffnungen im Schieberrücken maßgebend sind.

Die drei für dieselbe Überdeckung η gezeichneten Schiebereröffnungscurven in Fig. 9, Taf. LII, lassen am besten den Wert des mehrtheiligen Endcanales im Schieberrücken erkennen.

Beispiel. Auf Taf. LII ist die Farcot-Steuerung construiert für eine horizontale Dampfmaschine in den gleichen Dimensionen, für welche im Beispiele S. 360 die einfachere Doppelschiebersteuerung bestimmt wurde.

Es ist hiefür

$D = 300\ mm$; $s = 600\ mm$; $n = 70$; $R = 300\ mm$; $L = 1500\ mm$; $c = 1{,}4\ m$; Wandstärke $\delta = 23\ mm$; $d = 50\ mm$; $a = 24\ mm$; $b = 150\ mm$ und man erhält nach Gl. (558 das lineare Voreilen

$$v = \frac{1}{9} a = \frac{1}{9} . 24 = 2{,}67 \backsim 2{,}5\ mm$$

ferner nach Gl. (559 und (560

$$i = \frac{1}{20} \cdot a = \frac{1}{20} \cdot 24 = 1{,}2 \backsim 1{,}25 \ mm$$

$$e = v = 2{,}5 \ mm$$

ferner nach Gl. (561 und (562

$$r = e + \frac{4}{3} a = 2{,}5 + \frac{4}{3} \cdot 24 = 34{,}5 \backsim 35 \ mm$$

$$a_2 = a + 10 \ mm = 24 + 10 = 34 \ mm$$

ferner nach Gl. (510 und (512

$$a_1 = 10 \ mm + \frac{1}{2} a = 10 \ mm + \frac{1}{2} \cdot 24 = 22 \ mm$$

$$a_0 = 1{,}5 a + r + i + - a_1 = 1{,}5 \cdot 24 + 35 + 1{,}25 - 22 = 49{,}75 \backsim 50 \ mm$$

ferner nach Gl. (513

$$d_2 = \frac{1}{12{,}5} \cdot D = \frac{1}{12{,}5} \cdot 300 = 24 \backsim 25 \ mm$$

hiermit aus Fig. 1, Taf. LII, für 1/10 Füllung

$$\eta_{max} = 16 \ mm$$

und wenn man Gl. (563 setzt

$$\lambda = 10 \ mm$$

so ergibt die Gl. (564 die Plattenlänge

$$l = \eta_{max} + a + \lambda = 16 + 24 + 10 = 50 \ mm$$

und wenn man nach Gl. (565 für Vollfüllung setzt

$$\eta_{min} = -a$$

und aus Fig. 6, Taf. LII, entnimmt

$$\varrho_{min} = 30 \ mm$$

und aus Fig. 3, Taf. LII

$$c = 26 \ mm$$

so erhält man nach Gl. (567 die Länge

$$L = \varrho_{min} + c + r + a = 30 + 26 + 35 + 24 = 115 \ mm$$

und hiermit nach Gl. (569

$$\varrho_{max} = L + \eta_{max} - c - r = 115 + 16 - 26 - 35 = 70 \ mm$$

In Fig. 6, Taf. LII, ist nach Gl. (574 genommen

$$\varphi = 135^\circ$$

und in Fig. 10, Taf. LII, für den zweitheiligen Endcanal nach Gl. (579 und (580

$$l = \eta_{max} + \frac{a}{2} + \lambda = 16 + 12 + 10 = 38 \ mm$$

$$L = \varrho_{min} + c + r + \frac{a}{2} = 30 + 26 + 35 + 12 = 103 \ mm$$

und in Fig. 11, Taf. LII, für den dreitheiligen Endcanal nach Gl. (581 und (582

$$l = \eta_{max} + \frac{a}{3} + \lambda = 16 + 8 + 10 = 34 \ mm$$

$$L = \varrho_{min} + c + r + \frac{a}{3} = 30 + 26 + 35 + 8 = 99 \ mm$$

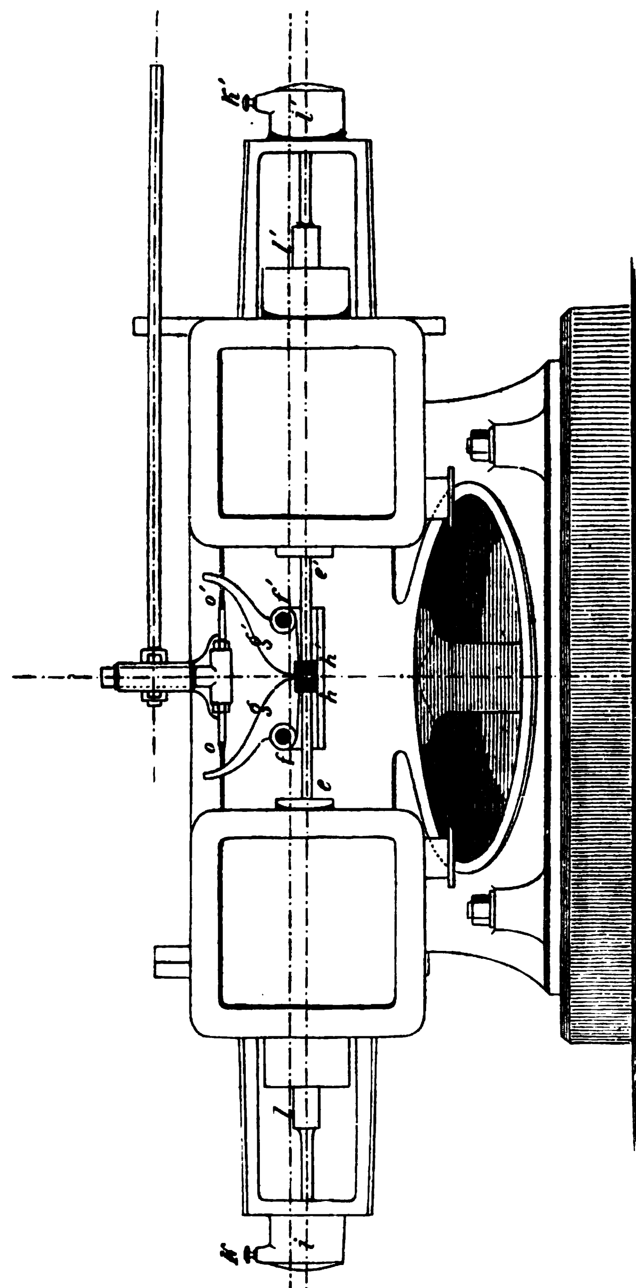


Fig. 168. Äußere Ansicht der Wanniek'schen Flachschiebersteuerung.

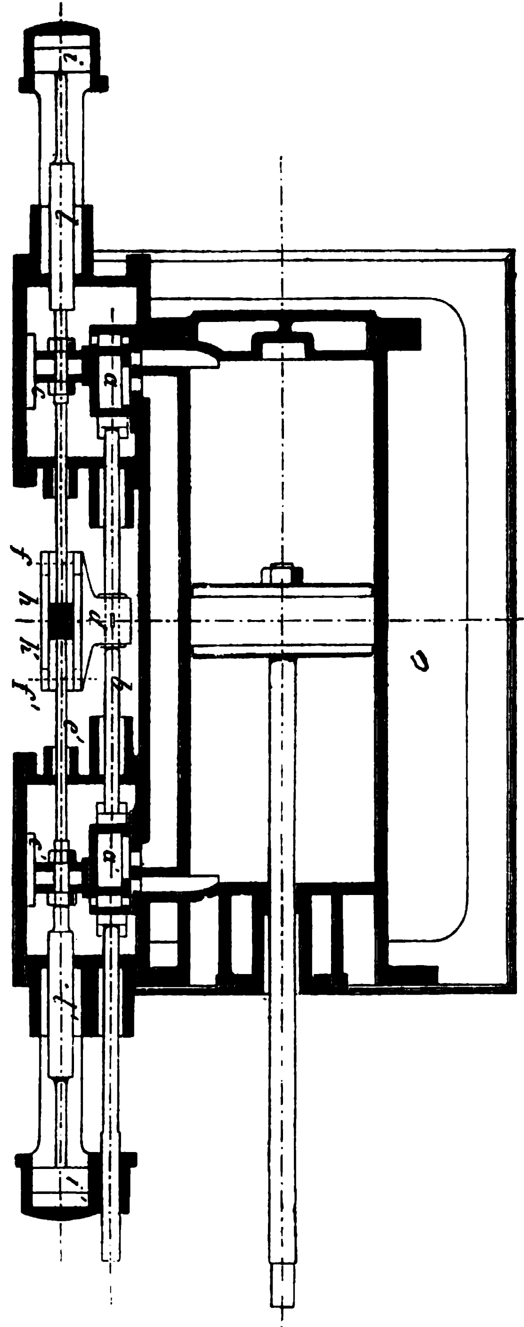


Fig. 169. Horizontaler Mittelschnitt der Wannieck'schen Flachschiebersteuerung.

7. Die Wannieck'sche Flachschiebersteuerung.
(Patent Wannieck-Koeppner.)

Dieselbe ist in Fig. 168 bis 171, Text, dargestellt. Es ist wieder ein Vertheilungsschieber mit Endcanälen vorhanden, welcher von einem Excenter bewegt wird, auf dessen Rücken die beiden Expansionsplatten wie bei der Farcot-Steuerung gleiten, um jedoch kürzere Dampfcanäle

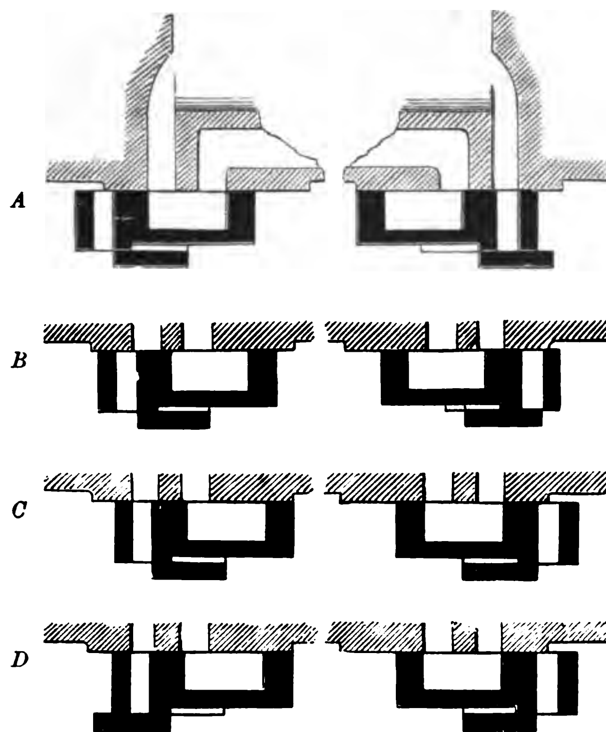


Fig. 170. Schieberbewegung bei der Wannieck'schen Flachschiebersteuerung.

zu erhalten, ist der Vertheilungsschieber der Auspuffcanal und der Schieberkasten in zwei Theile getheilt, deren jeder an einem Cylinderende angebracht ist. Das Mitnehmen der Expansionsplatten erfolgt jedoch nicht mehr blos in Folge der Reibung am Schieberrücken, sondern vermittels Mitnehmer $g\,g'$ Fig. 168, Text (active Mitnehmer), welche an der Schieberstange des Vertheilungsschiebers feste Drehbolzen $f\,f'$ haben und an den Endstücken $h\,h'$ (passive Mitnehmer) der mit den Expansions-

platten verbundenen Rundstangen *e e'* angreifen. Von seiner äußersten Linksstellung nimmt der Mitnehmer *g* den linksseitigen Expansionsschieber *c* Fig. 169, Text, mit und die relative Schieberstellung zeigt Fig. 170 *A*. Bei dem Rechtsgange folgen die Stellungen Fig. 170 *B* dann 170 *C* und nun schlägt der Mitnehmer an den linksseitigen, vom Regulator höher oder tiefer gestellten Anschlag *o* (Fig. 160 und 171, Text). Der Mitnehmer *g* wird durch *o* ausgerückt und die dadurch frei gewordene linksseitige Expansionsplatte wird durch den Dampfdruck auf den stärkeren Theil *l* seiner Führungsstange rasch nach links in seine Endstellung bewegt und hierdurch der Canalschluss im Schieberrücken bewirkt, wie die

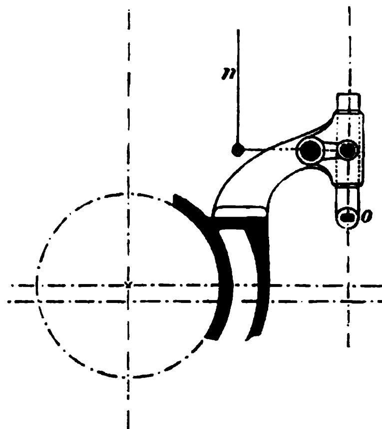


Fig. 171. Verstellung des Anschlages durch den Regulator bei der Wannieck'schen Flachschiebersteuerung.

Stellung in Fig. 170 *D* zeigt. Beim Linksgang des Vertheilungsschiebers macht die rechtsseitige Expansionsplatte gleiche Bewegungen in entgegengesetzter Richtung mit. Zur Begrenzung des freien Schieberweges der Expansionsplatten sind Luftpufferkolben *i i'* Fig. 169, Text, vorhanden, deren Wirkung durch Lufthähne *h h'* Fig. 168, Text, reguliert werden kann.

Erfolgt die Ausrückung des Mitnehmers *g* durch den Anschlag *o* nicht während des Rechtsganges des Vertheilungsschiebers, so erfolgt sie überhaupt nicht mehr und es gilt sonach bezüglich der erreichbaren Füllungsgrade alles wie bei der Farcot-Steuerung. In Fig. 168, Text, sind die beiden Mitnehmer *g* und *g'* in der ideellen Mittelstellung gezeichnet.

Die graphische Darstellung der Schieberbewegung führt wieder auf Schiebereröffnungscurven $E_0'' II'$ wie in Fig. 9, Taf. LII, jedoch werden diese — eine gehörige Instandhaltung der Stopfbüchsenpackungen und Pufferhähne vorausgesetzt, — noch viel steiler verlaufen als selbst die Curve $E_0'' II'$.

Die Drehbolzen $f f'$ der beiden Mitnehmer $g g'$ (Fig. 168, Text) sind an dem Kreuzstück d (Fig. 169, Text) angebracht, welches durch einen Querkeil auf der Schieberstange des Vertheilungsschiebers befestigt ist und Führungsleisten für die Endstücke $h h'$ besitzt.

Man nennt gegenwärtig Steuerungen, welche wie die Wannieck'sche Flachschiebersteuerung raschen Canalschluss zu Ende der Dampfeinströmungsperiode ergeben, im allgemeinen Präcisionssteuerungen, zum Unterschiede gegen die vorgenannten Steuerungen, welche den Canalschluss mit schleichender Schieberbewegung ausführen.

Die im Folgenden noch in Betracht gezogenen Steuerungen sind durchweg Präcisionssteuerungen. Die Präcisionssteuerungen haben vor den früher behandelten Schiebersteuerungen den Vorzug, dass durch Einwirkung des Regulators variable Expansion mit raschem Canalschluss zu Ende der Füllungsperiode erzielt wird und somit auch die Drosselung des Dampfes zu Ende der Füllungsperiode wegfällt, also die Ökonomie des Dampfverbrauches gesteigert wird. Je rascher dieser Canalschluss erfolgt, desto schärfer ist der Anschluss der Expansionslinie an die Einströmungslinie im Indicatordiagramm.

8. Die Präcisions-Steuerung System *„Regnier"*.

Es ist wieder ein in zwei Theile getheilter, von einem Excenter bewegter Vertheilungsschieber mit Endcanälen vorhanden und auf dem Rücken desselben gleiten die beiden Expansionsplatten wie bei der vorgenannten Steuerung. Die Bewegung der Expansionsplatten erfolgt aber mittels Mitnehmers, deren Auslösung durch ein besonderes Excenter bewirkt wird und der rasche Canalschluss im Schieberrücken erfolgt nach Auslösung der Mitnehmer durch die in den Puffergehäusen eingeschlossenen Spiralfedern.

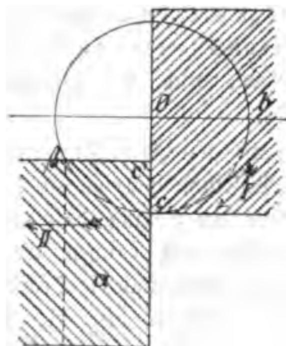
Die Ausrückung der Mitnehmer erfolgt wieder durch directe Einwirkung des Regulators früher oder später und die Steuerung ergibt selbstthätig variable Expansion.

Im Detail ist die Einrichtung dieser Steuerung folgende:

Die Steuerung wird durch zwei Excenter bethätigt, von welchen das erstere einen auf der unter dem Cylinder liegenden Querwelle

aufgekeilten Hebel in Schwingungen versetzt. Dieser Hebel überträgt die Excenterbewegung direct auf den zweitheiligen Vertheilungsschieber, aber gleichzeitig wird auch ein horizontal geführter Schlitten hiervon in hin- und hergehende Bewegung versetzt, welcher die Mitnehmer (active Mitnehmer) für die Expansionsplatten umschließt. Dieser Schlitten dient gleichzeitig zur Führung der Stoßbacken der Mitnehmer, welche in demselben vertical verschiebbar sind.

Ein oberhalb des Schlittens gelagerter Balancier erhält seine Bewegung vom zweiten Excenter und bethätigt seinerseits wieder mittels kurzer Zugstangen die Mitnehmer. Die Stoßbacken der letzteren erhalten



a Endbacke an der linksseitigen Expansionsplatte.
b Stoßplatte des Mitnehmers (activer Mitnehmer).
cc Endkanten, über welche im Punkte *β* die Ausrückung erfolgt.
Pfeil I: Bewegungsrichtung der Stoßbacken des activen Mitnehmers.
Pfeil II: Bewegungsrichtung der Expansionsplatte.

Fig. 172. Mitnehmerbewegung der Präcisionssteuerung System „Regnier".

somit gleichzeitig eine horizontale und eine verticale Bewegung und zwar so, dass der von jedem Punkt derselben beschriebene Weg ein **Kreis** ist, wie in Fig. 172, Text, angedeutet ist.

Die beiden Endbacken (passive Mitnehmer) an den Rundstangen, der Expansionsplatten sind auch in Gleitstücken geführt und mittels Zugstangen und Hebel durch den Regulator vertical verschiebbar, so dass nach ihrer Höhenlage die Stoßbacken der Mitnehmer früher oder später von den Endbacken der Expansionsplatten abgehoben werden.

Trifft nun die Stoßbacke *b* des Mitnehmers Fig. 172, Text, bei Zurücklegung ihrer kreisförmigen Bahn gegen die Endbacke *a* der Expansionsplatte, so wird diese horizontal vom Mittel der beiden Schieberkästenhälften nach auswärts bewegt und der Endcanal im Schieberrücken eröffnet. Letzterer bleibt so lange offen, bis die Unterkante *c* der Stoßbacke

des Mitnehmers über die Oberkante c′ der Endbacke des Expansionsschiebers emporgehoben ist, in welchem Momente der Mitnehmer ausgerückt ist und durch die Wirkung der Spiralfeder im Puffergehäuse der rasche Canalschluss erfolgt.

Das Anschlagen der Angriffsfläche des Stoßbackens des Mitnehmers an die Endbacke des Expansionsschiebers erfolgt stets in derselben Verticalebene und je länger der Eingriff dauert, desto länger bleibt der Endcanal eröffnet, desto größer ist die Füllung und umgekehrt.

Die Endbacken *a* der Expansionsplatten können nun durch den Regulator so tief gestellt werden, dass die Unterkante *c* der Stoßbacke des Mitnehmers mit der Oberkante c′ der Endbacke der Expansionsplatte gar nicht mehr in Berührung kommt, in welchem Falle eine Canaleröffnung im Schieberrücken überhaupt nicht stattfindet, somit der Füllungsgrad gleich Null ist.

In der höchsten Stellung der Endbacken der Expansionsplatten dagegen dauert der Eingriff beider Backen fast während des ganzen Kolbenhubes an und es ergibt sich nahezu Vollfüllung.

Die Steuerung unterscheidet sich hiernach wesentlich von den beiden vorgenannten, indem alle Zwischenstellungen der Endbacken zwischen den beiden vorgenannten äußersten Stellungen möglich sind und somit ohne Sprung alle Füllungsgrade von Null bis nahezu Vollfüllung erreichbar sind.

9. Die Corliss-Steuerung.

Dieselbe bewirkt wie die Wannieck'sche Flachschiebersteuerung variable Expansion durch Verstellung eines Anschlages seitens des Regulators, welcher die Mitnehmer während des Hinganges der Excenterkurbel auslöst, wonach der Schieber den Canalschluss durch Federn und Puffer bewirkt, und gibt also ebenfalls einen Sprung in den erreichbaren Füllungsgraden, also 0 bis nahezu 0,4 und dann sofort Vollfüllung.

Es sind jedoch vier von einander getrennte Schieber und zwar Rundschieber vorhanden, welche gewöhnlich Corliss-Schieber genannt werden. Je ein solcher Rundschieber ist an jedem Cylinderende oben für die Dampfeinströmung und je einer an jedem Cylinderende unten für die Dampfausströmung angebracht und die Bewegung derselben erfolgt durch Hebel und Lenkstangen von der Steuerscheibe, welche von dem Steuerungsexcenter in oscillierende Bewegung versetzt wird.

In ihrer Detailconstruction hat diese Steuerung, welche in der geschichtlichen Entwicklung als erste Präcisionssteuerung angeführt werden

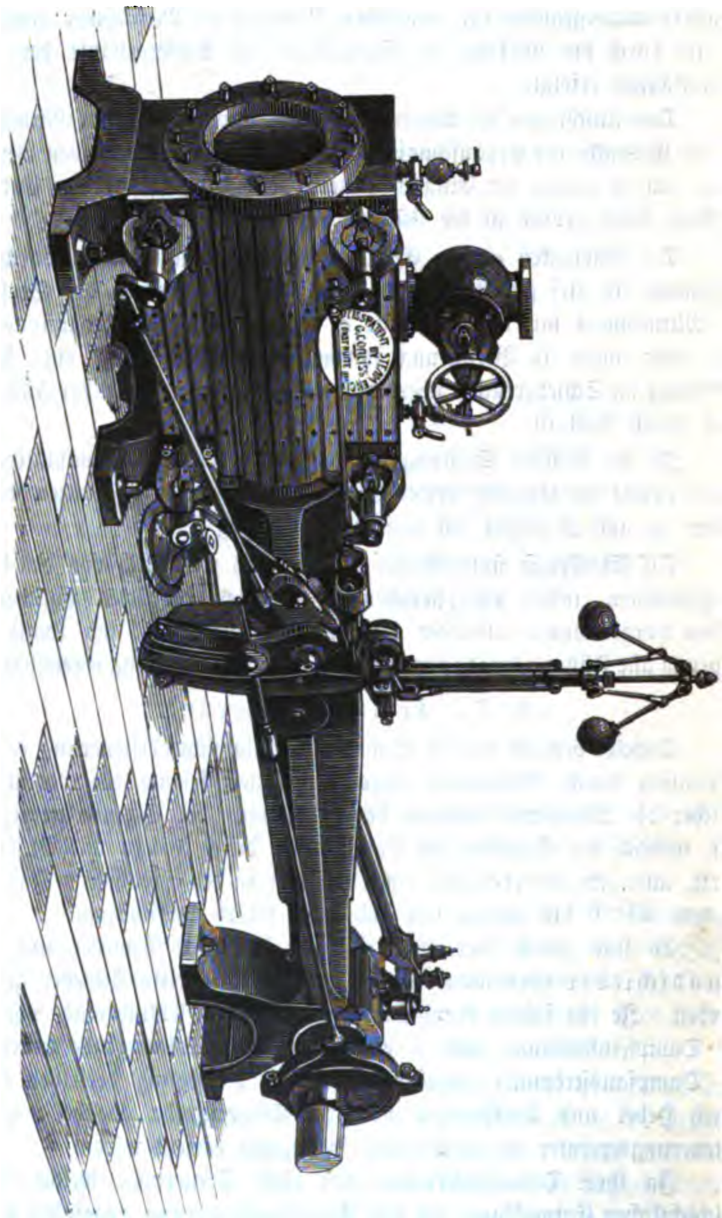


Fig. 178. Horizontale Dampfmaschine mit Corliß-Steuerung.

mufs und die Vorlage aller übrigen Präcisionssteuerungen genannt werden kann, vielfache Wandlungen durchgemacht, so dafs gegenwärtig ganz verschiedene Arten derselben in Anwendung stehen, und man unterscheidet

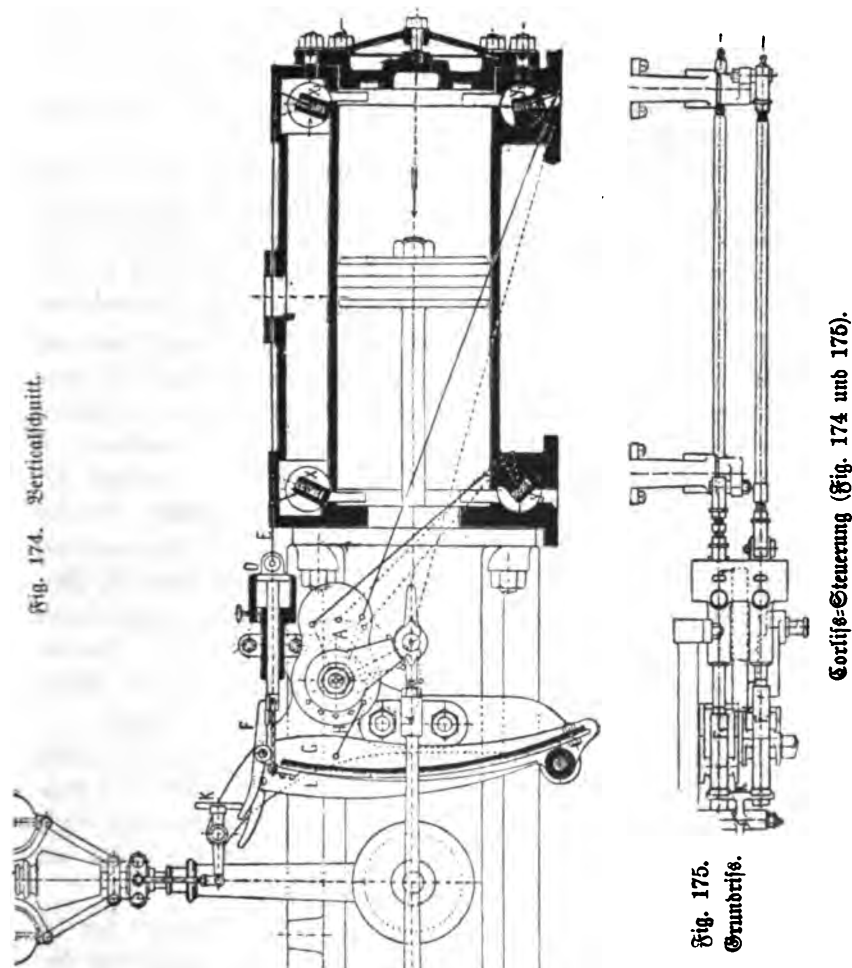


Fig. 174. Verticalschnitt. Fig. 175. Grundriss.

Corliss-Steuerung (Fig. 174 und 175).

hiernach die alte Corliss-Steuerung, die Corliss-Steuerung System Inglis-Spencer, die neue Corliss-Steuerung und viele andere. Im allgemeinen werden Corliss-Steuerungen gegenwärtig nicht mehr häufig ausgeführt, sondern zumeist die im Folgenden zur Besprechung

gelangenden Ventilsteuerungen angewendet. Eine der wichtigsten Arten der Corliss-Steuerung ist die neue Corliss-Steuerung, welche in Fig. 173 bis 175, Text, dargestellt ist.

Fig. 173, Text, zeigt die Ansicht der Steuerseite einer horizontalen Dampfmaschine mit der neuen Corliss-Steuerung ausgerüstet von der *Corliss-Steam-Engine-Company*, und in Fig. 174 und 175 ist diese Steuerung detailliert nach Uhland's Handbuch für den praktischen Maschinen-Constructeur dargestellt.

In Fig. 173, Text, ist auf der Schwungradwelle das Excenter ersichtlich, welches mittels der zugehörigen Excenterstange und eines mit der Steuerscheibe auf gemeinschaftlicher Achse aufgekeilten Hebels letztere in oscillierende Bewegung versetzt. In Fig. 174, Text, ist A die mit dem genannten Hebel auf gemeinschaftlicher Achse aufgekeilte Steuerscheibe.

In der Steuerscheibe sind vier Steuerzapfen befestigt, zwei mit Lenkstangen H für die Steuerhebel G, welche die Mitnehmer F (active Mitnehmer) tragen, die auf die Endbacken (passive Mitnehmer) der Pufferstangen OO_1 (Fig. 174 und 175) wirken und hierdurch die Lenkstangen E bewegen, welche in die Hebel der Einlassschieber $x\,x_1$ eingehängt sind und durch diese die Canaleröffnung für die Dampfeinströmung bewirken.

Die Canaleröffnungen entsprechen den Schiebereröffnungscurven der Excenterbewegung und der Canalschluss erfolgt rasch durch die Wirkung der Blattfedern L, welche mittels in die Pufferstangen eingehängter Zugstangen letztere zurückziehen und hiedurch die Hebel der Einlassschieber $x\,x_1$ rasch nach entgegengesetzter Richtung bewegen. Zur Regulierung sind wieder Lufthähne auf den Puffergehäusen angebracht.

Da der Anschlag K durch den Regulator höher oder tiefer gestellt wird, je nachdem es der Arbeitswiderstand erfordert, so erfolgt die Auslösung der Mitnehmer F später oder früher und die Steuerung ergibt somit variable Expansion unter der Einwirkung des Regulators mit raschem Canalschluss zu Ende der Füllungsperiode.

Die beiden Auslassschieber $y\,y_1$ werden durch Lenkstangen von der oscillierenden Steuerscheibe A continuierlich, aber mit wechselnder Geschwindigkeit hin und her bewegt.

Die Einlassschieber werden auf gleiches hinreichend großes lineares Voreilen für die Einströmung und die Auslassschieber auf gleiches lineares Voreilen für die Ausströmung beziehungsweise auf entsprechend große Compression eingestellt.

10. Die Sulzer-Ventilsteuerung.

Bei derselben sind für die Dampfvertheilung vier Doppelsitzventile (Röhrenventile) vorhanden, nämlich zwei Einströmventile (Einlassventile) oben am Cylinder — je eines an jedem Cylinderende — und zwei Ausströmventile (Auslassventile) unter dem Cylinder, wieder je eines an jedem Cylinderende.

Fig. 176, Text,*) zeigt den verticalen Mittelschnitt durch ein Einlass- und ein Auslass-Ventil mit den äußeren Steuerungstheilen der älteren Sulzer-Ventilsteuerung (Modell 1873). Die Steuerungsexcenter sitzen auf der Steuerwelle, welche mit der Schwungradwelle gleiche Tourenzahl aufweist und von dieser durch Kegelräder angetrieben wird.

Die Aufwärtsbewegung jedes Einströmventiles erfolgt durch je ein Excenter *e*, dessen Excenterscheibe in der Richtung des Pfeiles rotiert nnd an dessen bei *z* gerade geführter Excenterstange der active Mitnehmer *k* fest ist. Dieser beschreibt mit seiner Stoßfläche eine in Fig. 176, Text, gestrichelt gezeichnete Curve, kommt während eines Theiles derselben an den passiven Mitnehmer *a* zum Anliegen, und nimmt diesen in der Pfeilrichtung solange mit, bis die Stoßfläche *k* von *a* abgeleitet, wonach das Ventil durch den Druck der Spiralfeder im darüberliegenden Puffergehäuse auf seinen Sitz niedergeht. Der passive Mitnehmer *a* ist an der Lenkstange befestigt, welche oben in den Winkelhebel eingreift, der die Ventilspindel hebt; unten aber ist diese Lenkstange durch eine zweite *l* in den von der Regulatorzugstange stellbaren Hebel *h* eingehängt und es wird somit der passive Anschlag *a* durch die Einwirkung des Regulators verstellt, somit früheres oder späteres Abgleiten der Mitnehmer-Stoßflächen, also variable Expansion erzielt. Da nun diese Einstellung von *a* mit allen Zwischenstellungen innerhalb weitester Grenzen vorkommt, so läßt diese Steuerung, wie die Präcisionssteuerung System *„Regnier"* alle gewünschten Füllungsgrade erreichen.

Die Eröffnung der Ausströmventile erfolgt mittels Daumenscheiben (Kammscheiben), welche ebenfalls auf der Steuerwelle sitzen und durch die mit Rollen anliegenden Lenkstangen *d* und zugehörigen Winkelhebel die Ventilspindel heben. Der Ventilschluss erfolgt wieder durch das Eigengewicht des Ventiles und die unten angebrachte Spiralfeder.

---

*) Die Fig. 176 bis 178, Text, sind entnommen aus: „Technische Mittheilungen von der Weltausstellung in Paris 1878. Sonderabdruck aus Dinglers Polytechnischem Journal. Augsburg 1879".

Die Ventileröffnung findet also durch Excenterbewegung statt und ergibt demnach entsprechende Ventileröffnungscurven (Ventilerhebungscurven) und der Ventilschluss erfolgt um so präciser, je besser die Instandhaltung der Stopfbüchsen und die Einstellung der Lufthähne an den Puffergehäusen ist.

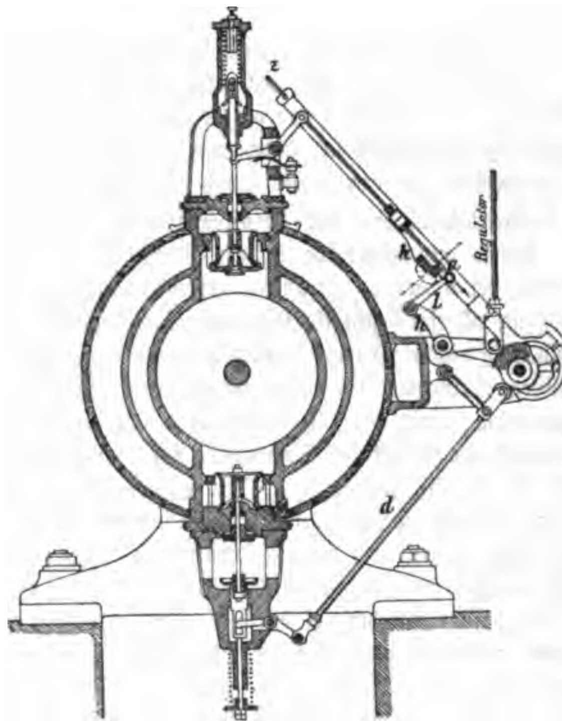


Fig. 176. Die ältere Sulzer-Ventilsteuerung.

Der Anforderung der Erzielung höherer Umdrehungszahlen der Schwungradwelle, bei welchen starke Stöße zwischen *a* und *k* eintreten würden, entspricht die neuere Sulzer-Ventilsteuerung (Modell 1878), deren äußere Steuerungstheile in Fig. 177 und 178, Text, dargestellt sind.

Der active Mitnehmer *k* ist in dem Hebel *p* drehbar gelagert und letzterer hat mit dem Ventilhebel *a* eine gemeinschaftliche Drehungsachse. Der Hebel *p* erhält durch die Zugstange *z* die vom Excenter *e*

herrührende oscillierende Bewegung und der Mitnehmer k ist der eine Schenkel eines Winkelhebels, dessen zweiter Arm vermittels des Gestänges

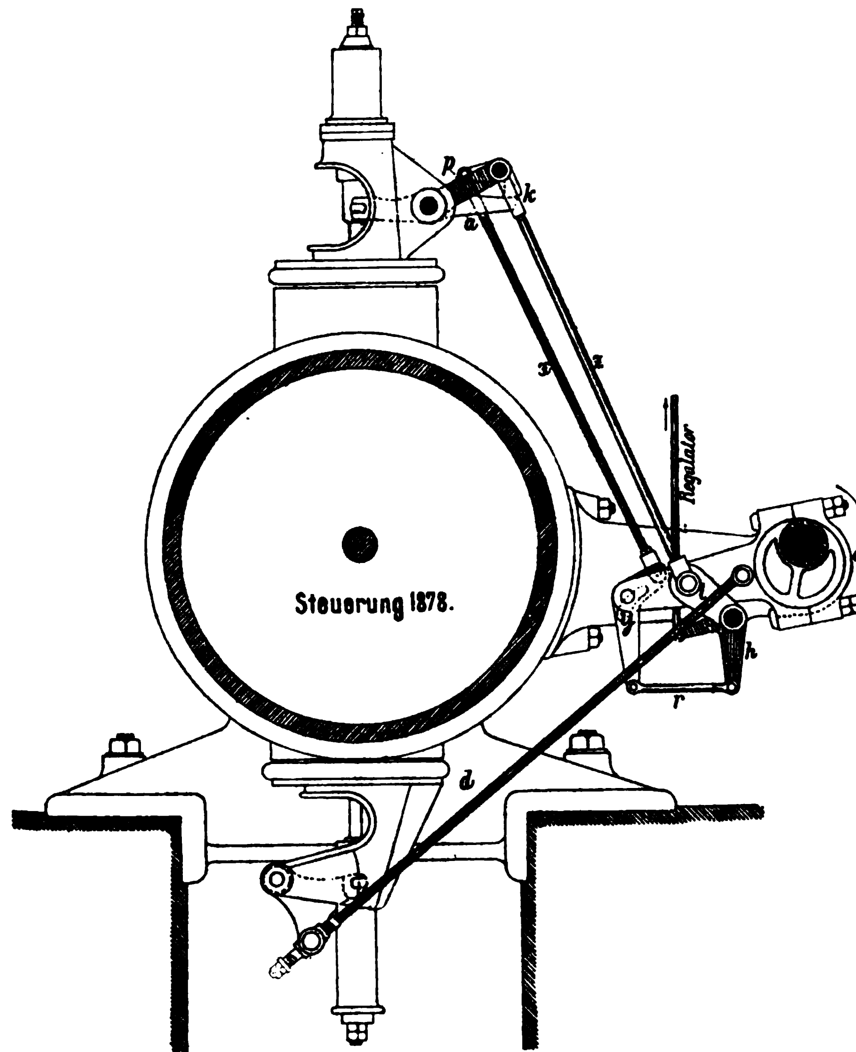


Fig. 177. Die neuere Sulzer-Ventilsteuerung.

und Hebelwerkes $x r h$ von der Regulatorzugstange verstellt wird, und somit die Verstellung des mit p schwingenden Mitnehmers k bewirkt, derart,

dass die Arbeitskante des Mitnehmers eine der herzförmigen Curven *I, II, III* oder eine dazwischen liegende beschreibt, wie in Fig. 178, Text, gezeichnet. Die Stellung des Mitnehmers *k* in Fig. 178, Text, entspricht der Curve *II* und es erfolgt der Ventilschluss, sobald die Mitnehmerkante in β, wo die Kreislinie der Anschlagkante geschnitten wird, von der Anschlagfläche des Hebels *a* abgleitet.

Beschreibt die Arbeitskante des Mitnehmers *k* die Curve *I*, so ergibt sich Vollfüllung und bei Eintritt der Curve *III* der Füllungsgrad Null, da *k* mit *a* gar nicht mehr zusammentrifft.

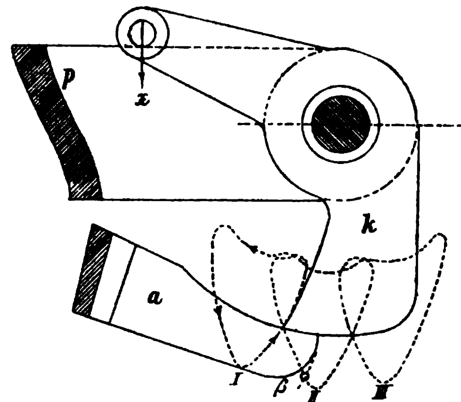


Fig. 178. Mitnehmerbewegung der neueren Sulzer-Ventilsteuerung.

Das Excenter *e* dreht sich in der Richtung des Pfeiles in Fig. 177, Text, und die Excenterstange ist durch den auf seiner Achse lose sitzenden Hebel *l* in bestimmter Bahn geführt. Die Zugstange *z* überträgt hiervon die Bewegung auf das oben liegende Einströmventil, wie bereits erklärt; die Zugstange *d* hingegen bewirkt die Eröffnung des unten liegenden Ausströmventiles. Letztere ist nicht mit dem Ventilhebel fest verbunden, sondern sie nimmt denselben nur beim Aufwärtsgang mit und kann man durch Verstellung des zugehörigen Anschlages die Compression regulieren. Der Winkelhebel, welcher die beiden Gestänge *x* und *r* verbindet, vermittels welcher die Einwirkung des Regulators auf *k* erfolgt, ist bei *y* ebenfalls in die Excenterstange drehbar eingehängt und seine Drehungsachse beschreibt die gestrichelt angezeigte Curve.

11. Die Decker'sche Ventilsteuerung.

Dieselbe hat wie die Sulzer-Ventilsteuerung zwei Einströmventile oben am Dampfcylinder und unten zwei Ausströmventile, aber die äußeren Steuerungstheile zeigen eine von dieser abweichende Construction.

In Fig. 179, Text, ist ein Verticalschnitt der Decker'schen Ventilsteuerung durch die beiden Ventile an einem Cylinderende gezeichnet.

Die Steuerwelle *a* ist parallel zur Cylinderachse gelagert und durch ein Paar Kegelräder mit gleicher Zähnezahl von der Kurbelwelle (Schwungradwelle) in Umdrehung versetzt.

Die Bewegung der Einströmventile geschieht folgendermaßen: Auf der Steuerwelle *a* sitzt für jedes Cylinderende ein Excenter *b* mit Excenterstange *c*, welche in den zugehörigen Ventilhebel *d* eingehängt ist. Die durch die Stopfbüchse gehende Ventilspindel *g* geht außerhalb derselben in den Rahmen *g* über, innerhalb dessen schmalem Schlitz der Hebel *h* mittels Charnierbolzen befestigt ist. Der Hebel *h* trägt an seinem Ende ein poliertes Stahlplättchen. Die Hebel *d* und *h* sind miteinander durch eine verticale Lasche *i* verbunden, welche am Hebel *h* excentrisch so angreift, dass derselbe sich um den Zapfen *k* drehend ausweichen würde, während der Hebel *d* in der Richtung des Pfeiles (Einlass) sich bewegt, wenn er daran nicht durch das am Hebel *l* befestigte Stahlplättchen *m* verhindert wäre. Es erhält sonach das Ventil seine Aufwärtsbewegung, welche unterbrochen wird, sobald das Plättchen des Hebels *h* von jenem *m* am Hebel *l* abgleitet, wonach sich *h* frei um *k* drehen kann und das Ventil durch den Druck der Spiralfeder *p* auf seinen Sitz zurückfällt.

Nach einer halben Umdrehung der Steuerwelle *a* führen Excenter und Hebel die entgegengesetzte Bewegung aus, bis bei neuem Hubbeginn der Maschine, die Steuerungstheile wieder die in Fig. 179, Text, gezeichnete Stellung einnehmen und ein neues Spiel beginnt.

Der Hebel *l* ist außerhalb des Rahmens *g* gelagert und der vom Regulator verstellte Hebel *n* drückt mit seinem Endzapfen *o* auf denselben und verstellt hiermit das Plättchen *m* in seiner Höhenlage, wodurch der Füllungsgrad geändert wird.

Die Bewegung des Ausströmventiles erfolgt ebenfalls vom Excenter *b* mittels Hebelübersetzung und Gestänge, wie aus Fig. 179, Text, leicht verständlich.

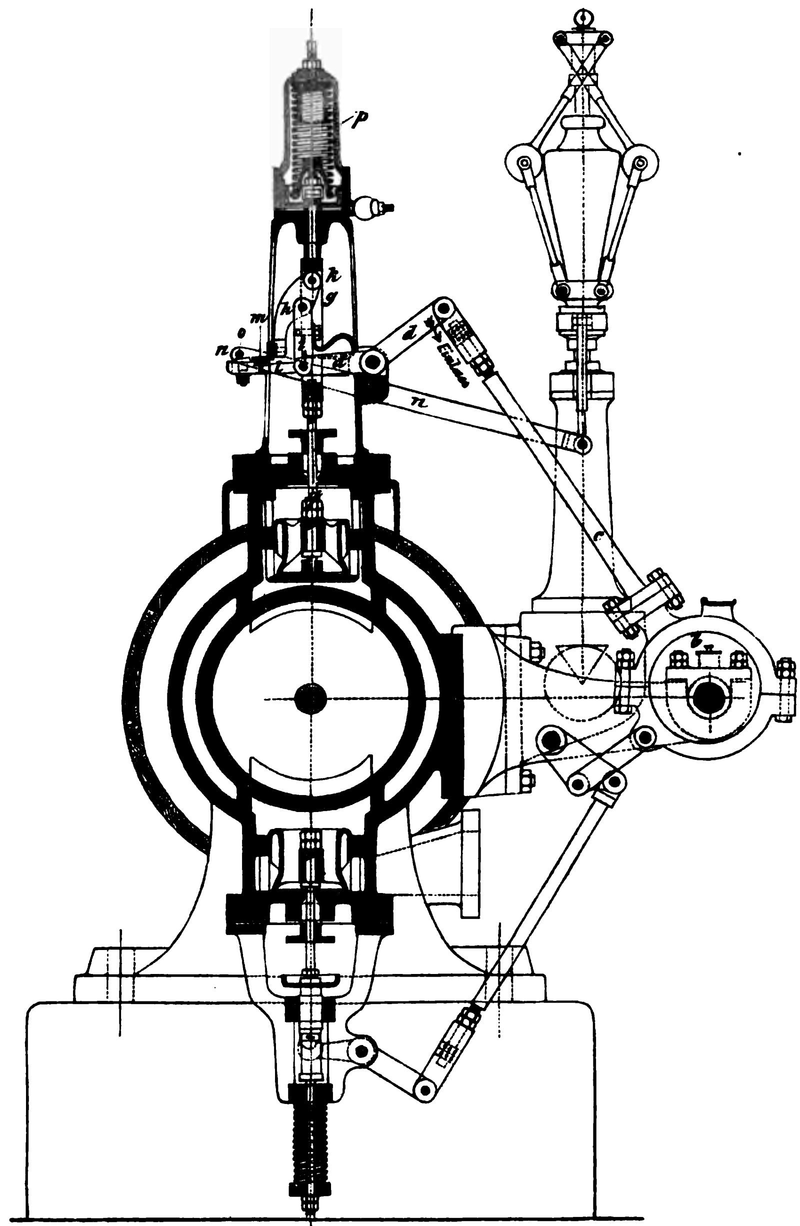


Fig. 179. Die Decker'sche Ventilsteuerung.

12. Die Collmann-Steuerung.

Die Collmann-Steuerung ist die Urtype der zwangläufigen Ventilsteuerungen. Dieselbe besitzt ebenfalls zwei Einströmventile oben am Cylinder und unten zwei Ausströmventile, die äußeren Steuerungsorgane bewirken jedoch nicht blos die Hebung der Einströmventile, sondern sie führen dieselben auch mit bestimmter Geschwindigkeit auf ihre Sitze nieder, so dass Puffer und Lufthähne nicht erforderlich sind. Hierdurch unterscheidet sich diese Ventilsteuerung ganz wesentlich von den vorgenannten, bei welchen die Einlass-Ventile nach Auslösung der Mitnehmer frei auf ihre Sitze niederfallen und somit Puffer zur Mäßigung der Fallgeschwindigkeit erfordern.

In Fig. 1 und 2, Taf. LIII, ist die Collmann-Steuerung in ihrer Ausführung für Dampfmaschinen mit gewöhnlicher Kolbengeschwindigkeit, in Fig. 1 bis 7, Taf. LIV, hingegen in der Ausführung mit langen Gegenhebeln für Dampfmaschinen mit hoher Kolbengeschwindigkeit dargestellt.

Auf Taf. LV ist die Anwendung der Collmann-Steuerung mit langen Gegenhebeln am Hochdruckcylinder einer *Compound*-Maschine ersichtlich. Fig. 2, Taf. LVII, zeigt die Collmann-Steuerung mit kurzen Gegenhebeln in der Detailconstruction, Fig. 1 bis 4, Taf. LVI, die Anwendung der letzteren am Hochdruckcylinder einer *Compound*-Maschine und Fig. 1, Taf. LVII, die den Anforderungen der Dampfvertheilung im Niederdruckcylinder entsprechend abgeänderte Ventilsteuerung.

In Fig. 2, Taf. LIII, ist die Ventilconstruction in größerem Maßstab ersichtlich. Die Sitzflächen sind so geformt, dass sie bei der Ausdehnung des Ventiles und seines Sitzes stets dicht bleiben, indem die untere Sitzfläche eben ist, die Kegelfläche der oberen Sitzfläche aber ihre Spitze in der Ebene der unteren Sitzfläche hat. In Fig. 2, Taf. LVII, sind die Ventilsitzflächen derselben Bedingung zufolge derart conisch ausgeführt, dass die beiden verlängerten Kegelflächen eine gemeinschaftliche Spitze aufweisen, wie die gestrichelten Linien erweisen.

Zur Erklärung des äußeren Steuerungsmechanismus mögen die Fig. 180 und 181, Text, dienen.

Fig. 180, Text, repräsentiert die Collmann-Steuerung mit directem Knieangriff. Die Steuerung ist in der Stellung gezeichnet, in welcher die Eröffnung des Einströmventiles beginnt. Die beiden Steuerungs-Excenter *E* sitzen auf der rotierenden Steuerwelle, welche mit gleicher minutlicher Umdrehungszahl wie die Schwungradwelle sich oben gegen

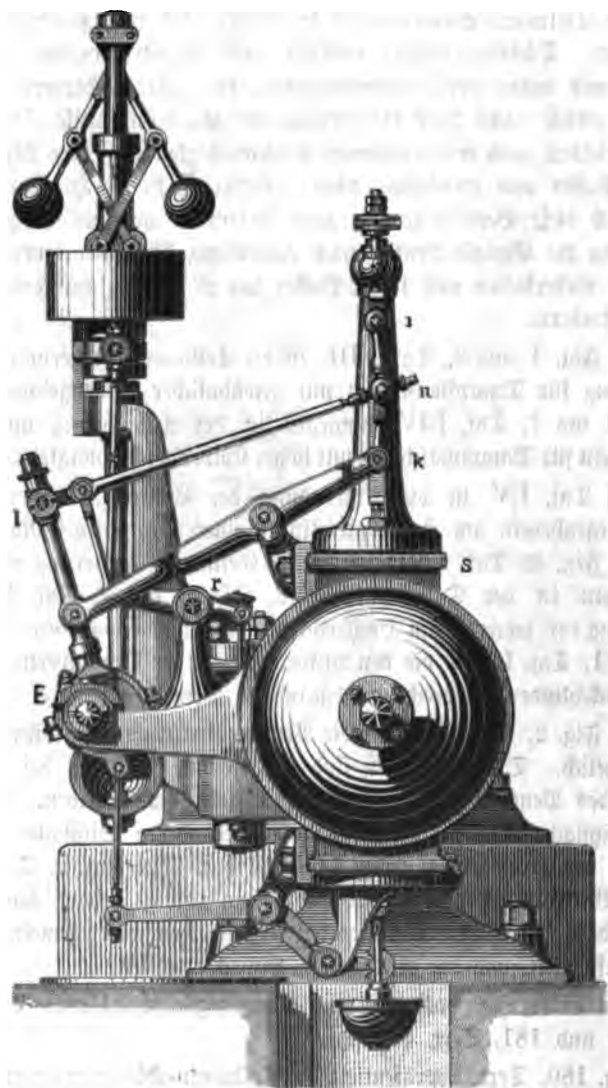


Fig. 180. Collmann-Steuerung.

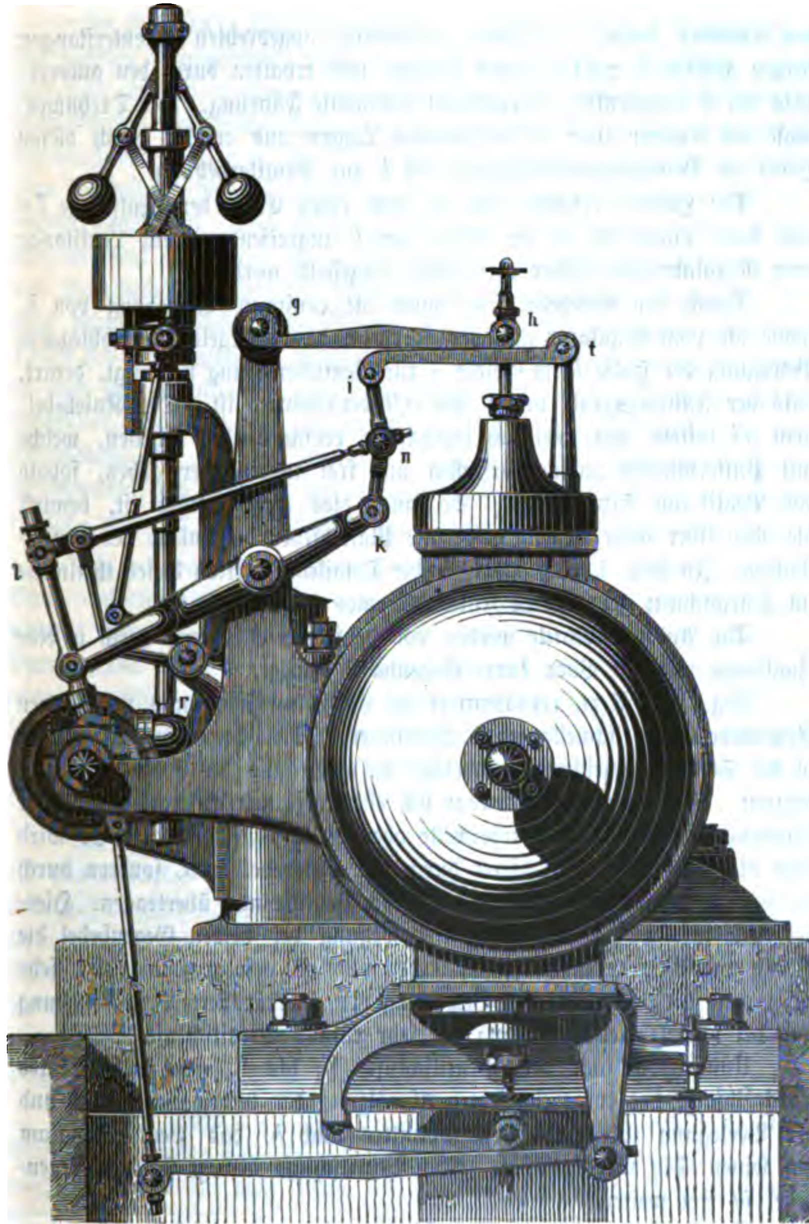


Fig. 181. Collmann-Steuerung mit Gegenhebeln.

den Cylinder dreht. Die oben cylindrisch abgedrehten Excenterstangen tragen Hülsen l, welche darauf gleiten, und erhalten durch den andererseits bei k eingelenkten Doppelhebel bestimmte Führung. Die Drehungsachse des letzteren liegt in feststehenden Lagern und erfolgt durch diesen Hebel die Bewegungsübertragung auf k zur Ventilerhebung.

Die Hülse l befindet sich an dem einen Ende der Lenkstange ln und kann durch die in der Nähe von l angreifende zweite Lenkstange vom Regulatorhebel höher oder tiefer eingestellt werden.

Durch den Kniehebel kni wird die constante Bewegung von k, sowie die vom Regulator aus veränderliche, das Kniegelenk durchbiegende Bewegung der Hülse l im Gelenk i zur Ventilbewegung vereinigt, derart, dass der Füllungsgrad von 0 bis 0,9 veränderlich ist. Der Kniehebelarm ni besteht aus zwei sich ineinander verschiebenden Theilen, welche mit Pufferscheiben aneinanderstoßen und frei auseinander gehen, sobald das Ventil am Sitz aufliegt. So lange dies nicht erfolgt ist, bewirkt die oben über beide Ventile gespannte Plattenfeder die Anlage der Pufferflächen. In Fig. 1, Taf. LIII, ist die Detailconstruction dieses theilweise im Durchschnitt gezeichneten Kniehebelarmes ersichtlich.

Die Ausströmventile werden von denselben Excentern durch je eine Zugstange und ein Paar kurze Gegenhebel bewegt.

Fig. 181, Text, repräsentiert die Collmann-Steuerung mit langen Gegenhebeln für schnellaufende Maschinen. Die Steuerung ist wieder in der Stellung gezeichnet, in welcher die Eröffnung des Einströmventiles beginnt. Die Steuerwelle bewegt sich ebenfalls mit gleicher minutlicher Umdrehungszahl wie die Kurbelwelle oben gegen den Cylinder. Es wird aber die Bewegung nicht direct durch den Kniehebel kni, sondern durch die beiden Gegenhebel it und gh auf die Ventilspindel übertragen. Hierbei rückt infolge der abwälzenden Bewegung der beiden Gegenhebel die Berührungslinie derselben gegen i vor und es erfolgt somit eine sehr rasche und im Verhältnis zur Bewegung von i vergrößerte Ventilerhebung und bei umgekehrter Bewegung ein sehr rascher Ventilschluss.

Unmittelbar vor dem Ventilschluss ($^1/_4$ bis $^1/_2$ *mm* früher) wird jedoch infolge der entgegengesetzten Abwälzung der beiden Gegenhebel und der Verlegung ihres Berührungspunktes nach h, das Ventil langsam auf seinen Sitz niedergeführt. Nach Ventilschluss bewegt sich der Gegenhebel it frei weiter.

Die Ausströmventile werden hierbei wieder von denselben Excentern durch Zugstangen und Gegenhebel bewegt.

In Fig. 181, Text, ist das Lagersäulchen für den Drehzapfen t des unteren Gegenhebels rechts von der Ventilspindel angebracht. Auf Taf. LIV in Fig. 2 ist die zweite Ausführung, nämlich mit links von der Ventilspindel montiertem Lagersäulchen lm gezeichnet, dessen Höhe durch Drehung der Mutter p (Fig. 2, 3 und 5) genau eingestellt werden kann. Zur Feststellung des Säulchens in der Mutter p ist darüber eine Gegenmutter angebracht. Die Mutter p ist in dem Befestigungsstück q drehbar eingesetzt. Letzteres ist in einen Schlitz der über die Deckelschrauben des Ventilgehäuses gelegten blanken Verschalungskappe eingepaßt und wird behufs Feststellung der Mutter p durch zwei Schrauben gegen den Deckel des Ventilgehäuses festgezogen. Durch Verdrehen der Ventilspindel ist auch der Gelenkpunkt des oberen Gegenhebels bei o (Fig. 2) genau einstellbar, während die genaue Entfernung der Zapfenmittel von der Mittelebene ab bis zu jener no (Fig. 2) durch Verdrehen des im Ständerarme ab (Fig. 2 und 4) excentrisch gelagerten Hebeldrehzapfens erfolgt, wodurch ein Lenkerstück mit Zweigelenk bei o überflüssig wird.

Die auf die stählerne Ventilspindel r über den darunter befindlichen Bund aufgeschraubte stählerne Mutter M (Fig. 2), welche mit Gegenmutter versehen ist, faßt das Ventil, während das untere Ende der Ventilspindel in der centralen Büchse des Ventilsitzes nochmals genau centrisch geführt ist. Die ebenfalls genau concentrisch eingeschliffene Stopfbüchse ist mit drei Schrauben am Deckel des Ventilgehäuses angeschraubt und der lange Stopfbüchsenhals durch einen Metallring in zwei Verpackungsräume getheilt.

Am Excenter ist in der Richtung vw ein Schlitz angebracht, welcher die Einstellbarkeit der Ausströmungsventile zwischen rund 0 und 50% Compression zuläßt, also für die Änderung der Compression selbst bei sehr verändertem Ausströmen ausreichend weite Grenzen bietet. In der Ausströmungs-Eröffnungslage des Excenters steht die Schlitzrichtung vw senkrecht zur Zugstangenrichtung tu. Bei verschiedenen Compressionsgraden wird der Ventilhub durch Einstellung des Eingriffspunktes der Gegenhebel auf das richtige Maß gebracht.

Wie im Schnitt ef, Fig. 2, und lm, Fig. 5, ersichtlich, ist der obere schmiedeiserne Gegenhebel der Einströmventile der Länge nach oben ausgehobelt und auf diese Weise mit ⊔ förmigem Querschnitt versehen, wodurch erzielt wird, daß dieser Gegenhebel bei genügender Steifigkeit sehr leicht ausfällt.

Die der Collmann-Steuerung zugrunde liegende Idee der zwangläufigen Ventilbewegung, wonach das Ventil gezwungen ist, die durch den Steuerungsmechanismus zustande gebrachte Bewegung mit bestimmter, von dem Ermessen des Constructeurs abhängiger Geschwindigkeit auszuführen, erfreut sich sehr großer Erfolge. Dadurch wurden andere Ventilsteuerungen zutage gefördert und von ihren Erfindern patentiert, welche dasselbe Ziel durch eine von der Collmann-Steuerung abweichende Detailconstruction des Steuerungsmechanismus zu erreichen suchen. Nachstehend sind die hervorragendsten Repräsentanten dieser Steuerungsgruppe in Betracht gezogen, nämlich: die Hartung-*Radovanovič*-Steuerung, die König-Steuerung und die zwangläufige Ventilsteuerung Patent Pröll.

13. Die Hartung-*Radovanovič*-Steuerung.

Die Detailconstruction dieser neuesten Type der zwangläufigen Ventilsteuerungen ist auf Taf. LVIII und LIX an einer horizontalen Dampfmaschine nach der Original-Ausführung von der Prager Maschinenbau-Actien-Gesellschaft, vormals Ruston & Cie. ersichtlich.*)

Zur Bewegung des oben angebrachten Dampfeinströmventiles und des unten angebrachten Dampfausströmventiles an einem Cylinderende dient ein auf die Steuerwelle W, Fig. 2 und 3, Taf. LVIII, und Fig. 3, Taf. LIX, aufgekeiltes Excenter E. Die als Hebel ausgebildete Excenterstange F umgreift eine Coulissenscheibe C. Letztere enthält die Geradführung für das Gleitstück G, welches auf die parallel zur Steuerwelle W gelagerte Regulatorwelle R aufgekeilt ist. Der Excenterhebel F ist durch die am Hebelende bei A mittels eines Charnier-Auges eingehängte Einström-Steuerstange S, Fig. 3, Taf. LVIII und Fig. 1, Taf. LIX, mit dem Ventilhebel V verbunden. Bei der Drehung des Excenters E beschreibt das Charnierzapfen-Mittel am Hebelende bei A eiförmige Curven, deren eine in Fig. 3, Taf. LVIII, vollständig gezeichnet ist. Die Gestalt und Richtung dieser Curven ist von der durch die Regulatorwelle eingestellten jeweiligen Richtung des Gleitstückes G abhängig. Der unterhalb der Linie CD, Fig. 4, Taf. LVIII, gelegene Theil der eiförmigen Curven entspricht der Ventilbewegung vom Beginn der Voreinströmungs-Periode bis zum Schlusse der Einströmungs-Periode und zwar ist CD ein

*) Diese Steuerung ist u. A. beschrieben und abgebildet in dem von C. Ludwik in den „Technischen Blättern," Jahrg. 1889, II. Heft, enthaltenen Mittheilungen über das Kessel- und Maschinenhaus der Jubiläums-Ausstellung in Wien 1888.

Kreisbogen, welcher mit dem Halbmesser gleich der Länge der Steuerstange S nämlich mit HA, Fig. 1, Taf. LIX, aus dem Punkte H beschrieben wird, wenn sich der Ventilhebel V gerade in der Anhub- oder Abschlusstellung des Dampfeinströmventiles befindet. Der rechtsseitige Schnittpunkt A, Fig. 4, Taf. LVIII, entspricht dem Beginn der Canaleröffnung und der linksseitige dem Canalschluss durch das Dampfeinströmungsventil. Bei der Bewegung des Hebelendpunktes A unter dem Kreisbogen CD wälzt sich der Ventilhebel V auf der oberen Fläche der keilförmigen Auflagplatte K, Fig. 1, Taf. LIX, ab. Bei der Bewegung des Hebelendpunktes A oberhalb des Kreisbogens CD wird der Ventilhebel V von der Auflagplatte K abgehoben und berührt dieselbe beim Abwärtsgang der Steuerstange erst in dem Augenblicke wieder, in welchem deren unterer Charnierzapfen wieder in A, Fig. 4, Taf. LVIII, eintrifft.

Wie die in Fig. 4, Taf. LVIII, gezeichneten, den Füllungen von 20, 50 und 70% entsprechenden Curven der Bewegung des Hebelendpunktes A erkennen lassen, erfolgt der Canalschluss durch das Dampfeinströmungsventil bei verschiedenen Excenterstellungen, wenn die Coulissenscheibe C, Fig. 3, Taf. LVIII, durch das Gleitstück G anders eingestellt wird. Die Steuerung ergibt sohin unter directer Einwirkung des Regulators variable Expansion mit zwangläufiger Ventilbewegung und zwar für alle Füllungsgrade von Null bis nahezu Vollfüllung. Hierbei ist die Voreinströmung percentuell constant, weil die Dimensionen der Steuerungstheile so gewählt sind, dass für die der Voreinströmung entsprechende Excenterlage das Mittel der Coulissenscheibe mit dem Mittel der Regulatorwelle zusammenfällt, wie in Fig. 3, Taf. LVIII, und in Fig. 1, Taf. LIX, gezeichnet ist.

Die Einleitung der Bewegung der Dampfausströmungsventile erfolgt durch die mittels Charnierbolzen ebenfalls im Excenterhebel bei P eingehängte Steuerstange T, Fig. 1, Taf. LIX, welche bei Q in den Ventilhebel Z eingehängt ist und letzterer wälzt sich beim Ventilanhub und Niedergang auf der keilförmigen Auflagplatte U ab. Die Bahn des im Excenterhebel gelagerten Drehbolzens P der Steuerstange T ist natürlich von der Richtungsänderung des Gleitstückes G durch die Drehung der Regulatorwelle beeinflusst; bei richtiger Wahl der Lage des Drehbolzens P am Excenterhebel ist es jedoch möglich, nahezu constante Verhältnisse der Steuerung des Dampfausströmungsventiles für alle Füllungsgrade zu erreichen.

14. Die König-Steuerung.

Bei dieser zwangläufigen Ventilsteuerung wirken die Bewegungen der Steuerungsexcenter und dadurch in Bewegung gesetzten Steuerungstheile nur während der Eröffnungsperiode der Dampfeinströmungsventile auf den Regulator zurück, während der übrigen Bewegungsdauer der Umdrehung der Steuerwelle sind die von den Steuerungsexcentern bewegten Steuerungstheile ganz außer jedem Zusammenhang mit dem Regulator.*) Dieselbe wird in zwei Arten ausgeführt, welche durch einige Constructionsdetails von einander verschieden sind. Auf Taf. LX ist in Fig. 1 und 2 eine horizontale Condensations-Dampfmaschine mit König-Steuerung in den Haupttheilen in der Ansicht und Draufsicht dargestellt; in Fig. 3 bis 5 die Detailconstruction der ersten Ausführungsart und in Fig. 2, Taf. LXI, jene der zweiten Ausführungsart der König-Steuerung ersichtlich.

Bei der ersten Ausführungsart (Fig. 3 bis 5, Taf. LX) ist zur Bewegung des am Cylinder oben angebrachten Dampfeinströmungsventiles und des unten angebrachten Ausströmventiles an jedem Cylinderende eine Excenterscheibe *r* auf der Steuerwelle *a* aufgekeilt. Die Excenterstange ist als Hebel *F* ausgebildet, welcher mit einer angegossenen, eben gehobelten und abgeschlichteten Nase *b* versehen ist. Dieser Excenterhebel, welcher in *g* aufgehangen ist, wird durch einen Lenker *c* mit dem festen Drehpunkte in *d* so bewegt, dass die an *g* näher gelegenen inneren Punkte sich früher und mit kürzerem Wege senken als die entfernter liegenden äußeren. In Fig. 5 ist der in Betracht kommende Weg für den Punkt *p* gezeichnet. Diese Bewegung wirkt auf den Doppelhebel *hk* mittels des Übertragers *f* ein.

Je nach der vom Regulator eingestellten Lage des Übertragers folgt der Doppelhebel dem längeren oder kürzeren Hub der Nase, was ein früheres oder späteres Schließen des Dampfcanales durch das Dampfeinströmungsventil zur Folge hat.

Gleichzeitig mit der Verschiebung des Übertragers *f* am Doppelhebel *h k* ändert sich auch das Hebelverhältnis desselben derart, dass dem größeren Wege der äußeren Punkte der Nase ein größerer Hebelarm entspricht, während für die kleineren Wege der inneren Punkte der

*) Der Verfasser sah diese Steuerung zum erstenmale gelegentlich einer Studienreise an einer Betriebsdampfmaschine der Dampf- und Spinnerei-Maschinenfabrik in Chemnitz i. S. im Jahre 1887. Dieselbe ist u. A. beschrieben und abgebildet in Dingler's polytechn. Journal, Jahrg. 1888, Band 267, Seite 100.

Hebelarm kleiner wird, wodurch eine annähernd constante Ventilerhebung erreicht wird. Da ferner die Angriffsfläche der Nase b des Excenterhebels bei Beginn der Ventilerhebung parallel zum Arm h des Doppelhebels hk zu liegen kommt und der Übertrager f genau den Raum zwischen der Nase und dem Arm h ausfüllt, so ist die Voreilung für alle Füllungsgrade constant.

Auf der Nase b sind die Füllungsgrade, welche der jeweiligen Einstellung des Übertragers f entsprechen, in einer Scala aufgerissen und zwar von Null bis 0,9, wie in Fig. 4, Taf. LX, gezeichnet ist.

Der Übertrager f liegt jedoch nur während der Periode des Ventilanhubes und Niederganges an der Nase b an und letztere vollführt von dem Augenblicke an, in welchem das Dampfeinströmungsventil auf seinem Ventilsitze zum Anliegen kommt, ohne weiteren Zusammenhang mit dem Übertrager seine weitere Bewegung, bis zum Wiederbeginn des Ventilanhubes. Es erfolgt also während dieser Bewegungsperiode auf den Regulator keine Rückwirkung seitens der Steuerung und ist mithin der Verstellung des Übertragers f durch den Regulator keinerlei Widerstand seitens der Steuerung entgegengesetzt.

Die Dampfausströmungsventile werden ebenfalls von den Excenterhebeln bewegt, indem die Steuerstange T mittels Chanierbolzen oben bei P am Hebelende des Excenterhebels F und unten bei Q in den Ventilhebel Z eingehängt ist, wie in Fig. 4, Taf. LX, ersichtlich ist. In Fig. 5, Taf. LX, ist der Excenterhebel F mit dem Übertrager f und Doppelhebel hk besonders dargestellt und die während einer Umdrehung des Steuerungsexcenters r seitens des Punktes P beschriebene Curve eingezeichnet.

Vermöge der Anordnung der Steuerung erfolgt wieder das Anheben und Aufsetzen sämmtlicher Steuerungsventile sanft, dem Material und der geringsten Abnützung derselben entsprechend.

Bei der in Fig. 4, Taf. LXI, dargestellten Ausführungsart der König-Steuerung ist die wirksame Fläche der Nase b nach einem Kreisbogen gekrümmt, dessen Radius gleich der Länge der Steuerstange S und dessen Mittelpunkt in der Achse des Charnierbolzens H liegt, mittels welchem die Steuerstange S in den Ventilhebel V eingehängt ist. Der Übertrager f ist hier das Endstück der Steuerstange S. Der Excenterhebel F ist wieder im Zapfen g des Lenkers c aufgehangen und letzterer um den feststehenden Zapfen in d drehbar. Durch Verstellung des Übertragers f seitens des Regulators in der in Fig. 4, Taf. LXI, ersichtlichen Art, ergibt sich variable Expansion und die Größe des der

jeweiligen Einstellung des Übertragers entsprechenden Füllungsgrades (Null bis 0,9) ist wieder an der aufgerissenen Scala abzulesen.

Der Übertrager f liegt auch bei dieser Ausführungsart der König-Steuerung nur so lange an der Nase b an, als sich das Dampfeinströmungsventil im Anhub oder Niedergang befindet; die Berührung der beiden Theile und mithin die Rückwirkung auf den Regulator hört aber auf, sobald sich das Ventil auf den Ventilsitz auflegt. Auch das Voreilen der Ventile ist bei allen Füllungsgraden gleich groß, wohl aber fällt der Ventilhub bei den niederen Füllungsgraden auch kleiner aus als bei den höheren.

Die Bewegung des Dampfausströmungsventiles erfolgt durch die auf der Steuerwelle a aufgekeilte unrunde Scheibe i, welche auf die im oberen Ende der Steuerstange T gelagerte Frictionsrolle drückt und durch die Steuerstange T den bei Q im Charnier eingehängten Ventilhebel Z bewegt. Die Steuerstange T ist mittels der Lenkstange an den feststehenden Drehzapfen d angehangen. Die Form der unrunden Scheibe i ist so gewählt, dass ein schnelles Öffnen und Schließen des Ventiles und ein sanftes Anheben und Aufsetzen desselben erfolgt.

15. Die zwangläufige Ventilsteuerung Patent Pröll.

Bei dieser Steuerung wird durch einen Lenker und Gegenlenker vermittels eines Winkelhebels und zugehöriger Steuerstange ein Gegenhebel in schwingende Bewegung versetzt, welcher durch seine Einwirkung auf den Ventilhebel, die Bewegung des Dampfeinströmungsventiles während der Voreinströmungs- und Einströmungsperiode bewerkstelligt und zwar so, dass das Ventil langsam von seinem Sitze abgehoben, dann mit zunehmender Geschwindigkeit zum vollen Ventilhub gehoben und in umgekehrtem Vorgange endlich wieder sanft und stoßfrei auf seinen Sitz aufgelegt wird.

Die Detailconstruction dieser von Märky, Bromovsky & Schulz ausgeführten und bei der Dreifach-Expansions-Dampfmaschine, Taf. LXII und LXIII, angewendeten Steuerung ist in den Fig. 1 bis 3, Taf. LXI, ersichtlich, zu welchen der rascheren Orientierung wegen die Benennungen der mit Buchstaben bezeichneten Haupttheile beigesetzt sind.

Es ist hiernach auch die Wirkungsweise des sehr sinnreich ausgedachten Mechanismus dieser Steuerung leicht zu verfolgen.

Auf der Steuerwelle a sitzt an jedem Cylinderende eine Excenterscheibe b aufgekeilt. Die zugehörige Excenterstange ist als Excenterhebel c

gabelförmig ausgebildet und wird von den Zapfen *e* des aus zwei parallelen Armen bestehenden Lenkers *d* getragen, beziehungsweise im Achsenmittelpunkte *e* in einem Kreisbogen um den feststehenden Drehpunkt des Lenkers *d*, nämlich um das Achsenmittel der Regulatorwelle *f* geführt. Infolge dieser zwangläufigen Bewegung beschreibt der Achsenmittelpunkt der Drehzapfen *q* am Ende der Gabelarme des Excenterhebels eine birnförmige Curve, in welcher sohin die Drehzapfen *q* des von der Regulatorwelle *f* mittels des Hebels *g* und der bei *h* und *k* eingehängten Schubstange *i* eingestellten Gegenlenkers *m* geführt werden. Der Gegenlenker *m* ist ebenfalls aus zwei parallelen Armen hergestellt, welche einerseits mit den daran festen Zapfen *g* in den beiden Gabelenden des Excenterhebels *c* drehbar gelagert, andererseits durch den Drehbolzen *k* fest verbunden und von der Schubstange *i* getragen sind. Die Verdrehung der Regulatorwelle *f* erfolgt seitens des Regulators durch den Regulatorhebel *r*, Fig. 3. Von dem Drehbolzen *k* wird weiter durch die ebenfalls aus zwei parallelen Armen gebildete Lenkstange *n* der mittels des Drehbolzens *l* damit verbundene Winkelhebel *o* um den feststehenden Drehzapfen *p* in schwingende Bewegung versetzt. Von dem Drehzapfen *z* des Winkelhebels *o* wird diese schwingende Bewegung mittels der Steuerstange *u* auf den Gegenhebel *v* und von letzterem durch den Ventilhebel *w* auf das Dampfeinströmungsventil übertragen.

Durch die Verlegung des Achsenmittelpunktes *k* seitens des Regulators, wird ein kleinerer oder größerer Weg in der birnförmigen Curve des Achsenmittelmittelpunktes *q* für die Ventilbewegung ausgenützt und somit der Füllungsgrad unter directer Einwirkung des Regulators geändert. Die Construction der Steuerung ermöglicht die Erreichung aller Füllungsgrade von 0,05 bis zu 0,8 Füllung.

Die Bewegung des Dampfausströmungsventiles erfolgt unmittelbar vom Lenker *d* mittels des Hebelarmes *s*, der mit *d* einen auf der Steuerwelle *f* lose drehbaren Winkelhebel bildet und durch die Steuerstange *T* und den Gegenhebel *U* auf den Ventilhebel *V* einwirkt.

16. Die Ventilsteuerung Patent Hoyois-Pornitz.

Diese auf Taf. LXIV dargestellte Präcisions-Ventilsteuerung bewirkt keine zwangläufige Ventilbewegung, sondern nach Auslösung der Mitnehmer *mm*, Fig. 3, durch die vom Regulator höher oder tiefer gestellten Anschlagspitzen der Stellschrauben *ss* erfolgt der Rückgang der Dampfeinströmungsventile *VV* durch Spiralfedern *f*.

Als eigenartiges und bisher bei keiner der vorgenannten Ventilsteuerungen angewendetes Constructionsdetail weist diese Steuerung horizontal bewegte Dampfeinströmungsventile auf, deren Ventilsitze in den Cylinderdeckeln versenkt sind und die beiderseits durchgehende Kolbenstange centrisch umschließen, so dass der Einströmungscanal im Cylinderdeckel ringförmig um die Kolbenstange angeordnet ist. Ferner sind statt der bei den übrigen vorgenannten Ventilsteuerungen angewendeten Dampfausströmungsventile, unten im Cylinder versenkt zwei gegitterte Dampfauslass-Schieber *SS*, Fig. 1 und 3, vorhanden, deren gemeinschaftliche Schieberstange in dieselben mittels der Nasen *NN* eingreift und durch den bei *a* um einen feststehenden Bolzen drehbaren dreiarmigen Hebel *h* mittels der Zugstange *z* geradlinig in ihrer Achsenrichtung verschoben wird. An den beiden Seitenarmen des Hebels *h* sind an den Hebelenden Frictionsrollen *r* auf Zapfen drehbar, welche durch die Bahnleisten *b* der am Kreuzkopf von unten angeschraubten Steuerplatte *c*, Fig. 3 und 4, abwechselnd periodisch niedergedrückt werden, so dass hierdurch jederseits des Kolbens die Vorausströmungs-, Ausströmungs- und Compressionsperiode in beabsichtigter Dauer erreicht wird.

Die Öffnungsbewegung der Dampfeinströmungsventile *VV* wird durch die in cylindrisch ausgebohrten Führungen bei *d* und *e* horizontal gerade geführten Gleitstangen *g*, welche am äußeren Ende mit zwei Gabelarmen $g_1 g_1$, Fig. 2 und Fig. 3, beiderseits der Kolbenstange die beiden Ventilspindeln *kk* umfassen, von den Mitnehmern *m* bewerkstelligt, so lange diese bei ihrer schwingenden Bewegung nicht an die Anschlagspitzen *ss* anschlagen und hierdurch nicht ausgelöst werden. Die Mitnehmer *m* sind auf dem Stirnzapfen *K*, Fig. 1, frei drehbar und kommen durch ihr Eigengewicht an den Stoßflächen ihrer stählernen Stoßbacken und jener der Gleitstangen *g* zur Anlage. Der Stirnzapfen *K* ist am Hebel *L* und dieser auf der Steuerwelle *w* befestigt, auf deren anderem Ende der Steuerhebel *H* aufgekeilt ist, der vermittels der Steuerungsexcenterstange in schwingende Bewegung versetzt wird.

Der Kreuzkopf läuft in gehobelter Bahn, wie in Fig. 4 gezeichnet, und dieser Geradführungsconstruction entspricht dann auch die Bettconstruction.

Ein wesentlicher Vorzug dieser Steuerungs-Construction ist die Verminderung des schädlichen Raumes auf das geringste Maß und ein weiterer die geringe Anzahl der Steuerungstheile. Die Einströmsteuerung arbeitet mit constantem Voreilen bei constantem Eröffnungs-Anfang am

selben Punkte und ergibt unter directer Einwirkung des Regulators variable Füllung von 0 bis 80%.

5. **Herstellung der Dampfmaschinen.** Mit Ausnahme weniger Theile, wozu insbesondere das Maschinenbett, der Dampfcylinder mit den Dampfcanälen und die inneren Steuerungsorgane zu zählen sind, ist die Herstellung sämmtlicher Bestandtheile der Dampfmaschine Gegenstand der „Maschinenelemente“, daher als bekannt vorauszusetzen. Hinsichtlich der Dampfcanäle im Cylinder ist bei Schiebersteuerungen darauf zu achten, dass selbe im Schieberspiegel genau die vorgeschriebenen Maße erhalten und sind sie deshalb an ihrer Mündung mit Passleisten versehen.

Von größter Wichtigkeit für den stetigen dichten Abschluss ist es, dass die Schieberflächen die Auflagflächen am Schieberspiegel überschieben, damit durch Abnützung kein Einlaufen, sondern ein gleichmäßiges Ablaufen eintritt. Dasselbe gilt von der Bohrung des Dampfcylinders, welche an den Cylinderenden erweitert sein soll, damit die Kolbenringe am Hubende die Cylinderfläche überschieben. Auch die Gleitflächen des Kreuzkopfes sollen am Hubende die Laufflächen der Geradführung überschieben, damit kein Einlaufen stattfindet und mithin beim Nachziehen der Keile in den Leitstangenlagern ꝛc. kein Bewegungshindernis entsteht.

Die ältere Montierung des Cylinders auf dem rahmenförmigen Bett, erfordert das Hobeln desselben und der Geradführung und bei der Montierung sind alle Theile sorgfältigst zusammenzupassen, damit die Cylinderachse und die Achse der Geradführung zusammenfallen, sowie endlich, dass letztere die geometrische Achse der Kurbelwelle schneidet und zu ihr senkrecht steht.

Die neuere Montierung des Cylinders mit der abgedrehten Stirnseite gegen die ebenfalls abgedrehte und ausgebohrte Stirnseite des bajonnettförmigen Bettbalkens, und mit cylindrisch ausgebohrter Geradführung für den Kreuzkopf erleichtert die Montierungsarbeit ganz wesentlich, indem sie zugleich die Garantie für die Erzielung größerer Genauigkeit in sich schließt. Es fallen hierbei die Achse des Cylinders und der Geradführung ohne weiters zusammen, und ist nur beim Anreißen für das Ausbohren der Geradführung und des Kurbelwellenlagers dafür zu sorgen, dass die beiden Achsen sich schneiden und zu einander senkrecht stehen.

Die in neuerer Zeit gewöhnlich gebräuchlichen horizontalen Dampfmaschinen bedingen bei der Montierung eine genaue Horizontalstellung der beiden sich im rechten Winkel schneidenden Achsen, nämlich jener des

Cylinders und des Kurbelwellenlagers, welche durch Anwendung einer genau adjustierten Wasserwage einzustellen ist.

Beim Einbringen schwerer Fundamentschrauben ist dafür zu sorgen, dass selbe nicht zu tief in den Ankercanal hinabfallen, weil selbe sich leicht schief einstellen und dann nur mit Beschädignng des Gewindes wieder aufzuziehen sind.

Zum Horizontalstellen auf dem Fundament dienen schmiedeiserne Keile.

Nach der Horizontalstellung erfolgt das Festschrauben der am Fundament aufliegenden Theile und hierauf das Untergießen derselben mit Cement.

Das Fundament wird entweder aus Sandstein-Quadern und Ziegelmauerwerk oder aus Ziegelmauerwerk allein hergestellt und letzteres stets mit Cement gemauert.

Beim Aufmauern des Fundamentes dienen Schablonen aus Latten und Brettern zusammengenagelt und Standsäulen (Steher) zur richtigen Aussparung der Löcher für die Fundamentschrauben.

6. **Anforderungen des Betriebes.** Der ökonomische Dampfbetrieb erfordert einen möglichst geringen Dampfverbrauch pro Stunde und indicierte Pferdestärke*) und somit zur Ermittlung desselben häufige Abnahme von Indicator-Diagrammen, bei gleichzeitiger Wasserverdampfungsbestimmung im zugehörigen Dampfkessel. Die Indicator-Diagramme werden überdies Aufschluss geben über den jeweiligen Zustand der Steuerung und sind deshalb regelmäßig in bestimmten Zeiträumen abzunehmen, zu prüfen und geordnet aufzubewahren.

Zur Erkennung des Vacuums bei Condensationsmaschinen soll das Vacuummeter im Maschinenhause leicht sichtbar angebracht sein.

Besondere Aufmerksamkeit ist den Schmiermitteln zuzuwenden, damit diese in ihrer Qualität den an sie gestellten jeweiligen Anforderungen entsprechen und werden zu ihrer Prüfung zweckmäßig Ölprobierapparate (Ölprüfungsmaschinen) anzuwenden sein, deren es gegenwärtig bereits eine größere Anzahl verschiedener Constructionen gibt.

Die Instandhaltung der Stopfbüchsen erfordert die Aufmerksamkeit und Geschicklichkeit des Maschinenwärters und es hängt hiervon

---

*) Anhaltspunkte zur Beurtheilung der Größe des Dampfverbrauches finden sich u. A. in des Verfassers: „Leitfaden des Dampfbetriebes“, 3. Aufl., S. 204, und in den zahlreichen Mittheilungen der Versuchsergebnisse in der Zeitschrift der Dampfkesseluntersuchungs- und Versicherungs-Gesellschaft a. G. in Wien.

der dauernd gute Zustand der Kolbenstangen und bei den Präcisionssteuerungen mit freiem Schluss der präcise Schluss der Einströmungscanäle und der gute Zustand der Ventilsitzflächen ab.

Stellen sich Reparaturen als erforderlich heraus, so ist für deren rechtzeitige Ausführung vorzusorgen.

In größeren Industrieetablissements obliegt hiefür die Obsorge der Reparaturwerkstätte und ihrem Leiter. In kleineren Fabriken hat auch der Maschinenwärter kleinere Reparaturen auszuführen und ist es deshalb erforderlich, dass der Maschinenwärter selbst des Schlosserhandwerkes kundig sei und die erforderlichen Werkzeuge zur Hand habe.*)

VI. Die Wassermotoren mit hin- und hergehendem Kolben (Wasserdruckmaschinen).

1. Zweck und Arten der Wassermotoren mit hin- und hergehendem Kolben (Wasserdruckmaschinen). Zur Ausnützung kleiner Wasserkräfte mit hohem Wasserdruck in Bergwerken und in großen Städten mit Hochdruckwasserleitungen kommen in neuerer Zeit Wassermotoren mit hin- und hergehenden Kolben in Anwendung, welche gewöhnlich kurzweg Wassermotoren oder Wasserdruckmaschinen genannt werden. Dieselben dienen in Bergwerken als Fördermaschinen und zum Pumpenbetrieb, in Städten zumeist zum Betrieb von Personen-Aufzügen in Hôtels und großen Zinshäusern. Im Hinblick darauf, dass durch dieselben auch die in den Hochdruckwasserleitungen verfügbaren Wasserkräfte für das Kleingewerbe nutzbar gemacht werden können, zählt man solche Wassermotoren auch zu den Motoren für das Kleingewerbe.

Die gebräuchlichsten Arten derselben sind: der Schmid'sche Wassermotor von A. Schmid, Ingenieur in Zürich, und der Mayer'sche Wassermotor von Ph. Mayer, Civil-Ingenieur in Wien.**)

---

*) Siehe hierüber auch des Verfassers: „Leitfaden des Dampfbetriebes", 3. Aufl., S. 193.

**) Eine besondere Art solcher Wassermotoren ist zur Ausnützung der insbesondere in den Bergwerken vorhandenen natürlichen Wasserkräfte unter dem Namen Wassersäulenmaschinen in Anwendung und die oben in Rede stehenden kleinen Wassermotoren, welche von Druckwasserleitungen gespeist werden, heißen deshalb auch Wasserdruckmaschinen. Die Wassermotoren von Ph. Mayer sind übrigens auch in Bergwerken zur Ausnützung natürlicher Wasserkräfte in Anwendung.

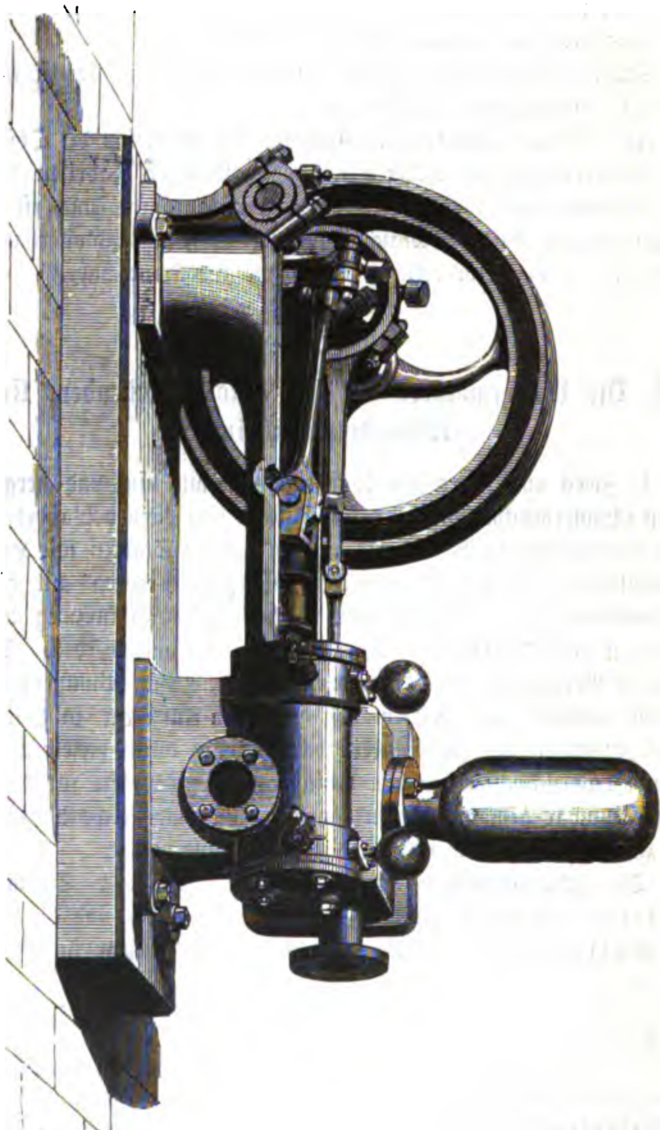


Fig. 182. Mayer'scher Wassermotor.

2. Haupttheile der Wasserdruckmaschinen. Diese Motoren haben im Allgemeinen dieselben Haupttheile wie eine horizontale Dampfmaschine,

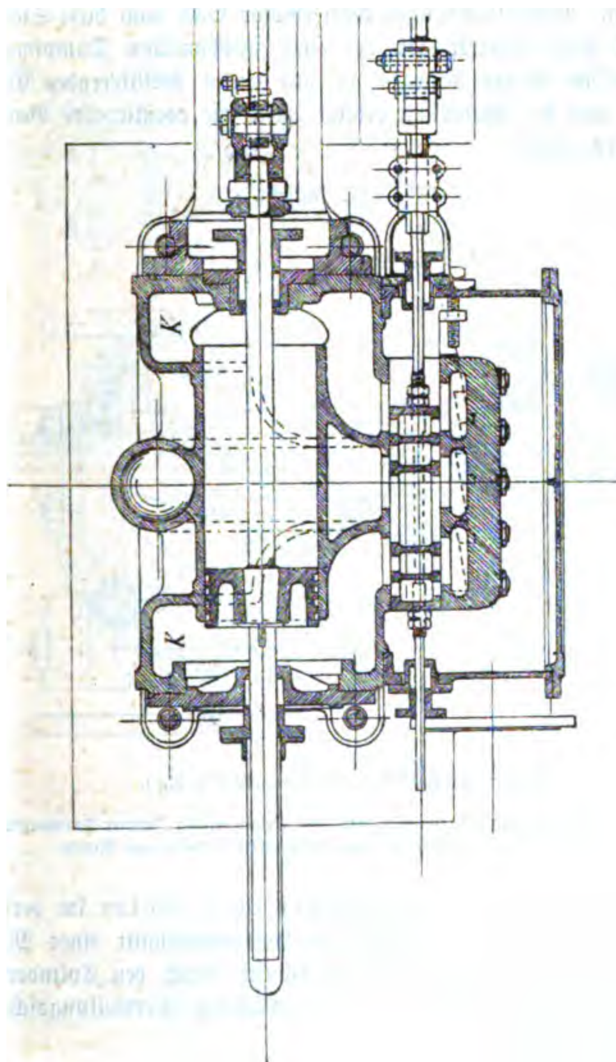
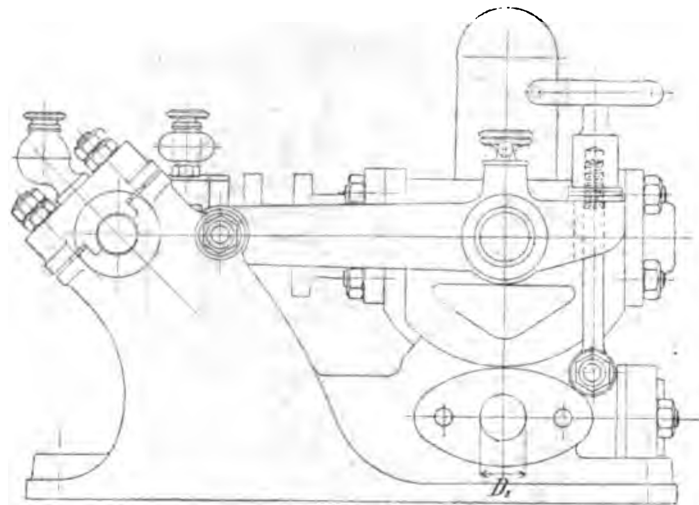


Fig. 183. Horizontaler Mittelschnitt durch den Cylinder eines Mayer'schen Wassermotors.

und die abweichenden Detailconstructionen sind dadurch begründet, daß hier der Wasserdruck an die Stelle des bei jenen vorhandenen Dampf-

druckes tritt und somit die Steuerung für die Wasservertheilung im Cylinder zu bewirken hat, derart, dass das Druckwasser abwechselnd zu beiden Seiten des Kolbens in den Cylinder eintritt und auf der Gegenseite abfließt. Beim Mayer'schen Wassermotor wird auch diese Steuerung in ähnlicher Weise bewirkt, wie bei einer gewöhnlichen Dampfmaschine. Der Schmid'sche Motor dagegen ist mit einem oscillierenden Cylinder ausgeführt, und die Steuerung erfolgt durch die oscillierende Bewegung des Cylinders selbst.

Fig. 184. Ansicht.



Kleiner Schmid'scher Wassermotor (1/4 Pf.).

D Innerer Cylinder-Durchmesser. d Kolbenstangen-Durchmesser. D_1 Innerer Durchmesser des Abflussrohres. s Kolbenhub. n Umdrehungszahl der Kurbel pro Minute.

Fig. 182, Text, zeigt einen Mayer'schen Motor im perspectivischen Bilde und Fig. 183, Text, den Horizontalschnitt eines Mayer'schen Wassermotors und zwar einen Schnitt durch den Cylinder und Schieberkasten. Die Bewegung des entlasteten Vertheilungsschiebers erfolgt mittels Excenter.

Der Mayer'sche Motor hat, wie in Fig. 183, Text, ersichtlich, an beiden Cylinderenden zwischen dem Kolben und Cylinderdeckel Kammern *KK*, welche angebracht sind, um bei veränderlichem Kraftbedarf mit

Fig. 185. Längsschnitt.

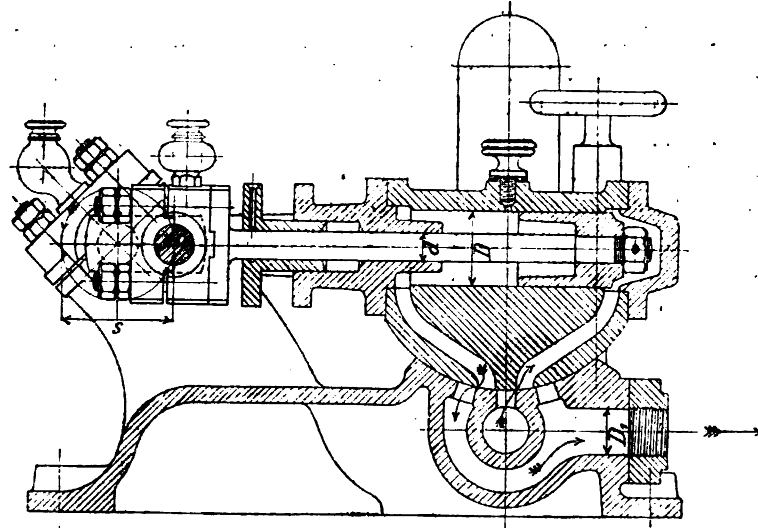
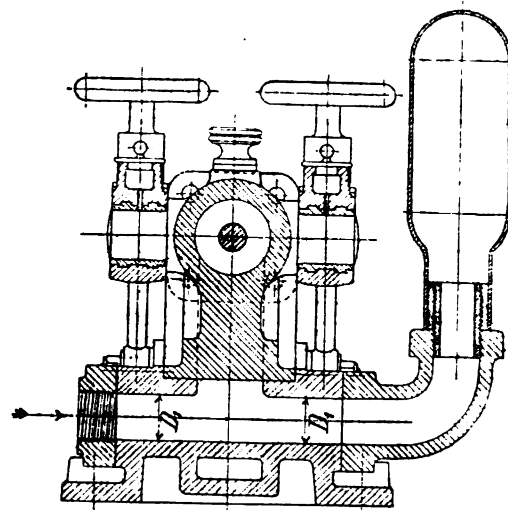


Fig. 186. Querschnitt.



Kleiner Schmid'scher Wassermotor (1/4 Ng.).
(Fig. 184 bis 186.)

veränderlicher Wasserfüllung arbeiten zu können, also den Wasserverbrauch ökonomisch einzuschränken und zugleich durch Luftpuffer harte Stöße des Wassers beim Wechsel der Kolbenbewegungsrichtung zu vermeiden. Diese Kammern sind mit Luft erfüllt, welche beim Hergang des Kolbens comprimiert wird und hierdurch beim folgenden Wassereintritt als Puffer wirkt, beim Hingang des Kolbens aber, sobald der Wasserzufluss durch den Steuerungsschieber unterbrochen ist, expandiert und somit die Anwendung variabler Füllung ermöglicht. Zur regelmäßigen Ergänzung der Luftmenge in den Luftkammern dienen Luftventile. Zur Vermeidung der Stöße in der Rohrleitung ist ein Windkessel vorhanden.

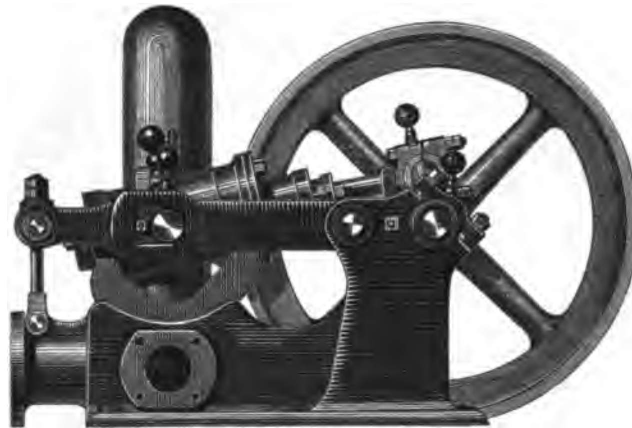


Fig. 187. Großer Schmid'scher Wassermotor.

In Fig. 184 bis 186, Text, ist der Schmid'sche Wassermotor kleinster Sorte in den Details dargestellt. Ferner zeigt Fig. 187, Text, die Ansicht eines größeren derartigen Motors.*) Der oscillierende Cylinder trägt unten den ebenfalls cylindrischen Schieberspiegel und gleitet auf der cylindrisch aufgepassten Bettfläche, in welcher die Canäle für den Wasserzufluss und Abfluss ausmünden. Zur Verbindung der Lager der Schildzapfen des Cylinders mit den Kurbelwellenlagern dienen zwei Laschen, welche an den äußeren Enden gegabelt sind und durch in die

*) Die nachstehende Tabelle enthält die Hauptdimensionen, nach welchen diese Wassermotoren von Rudolf Schwarz in Wien geliefert werden.

Tabelle der Wasserdruckmaschinen.

(Nach Fig. 187, Text.)

Nummer	Dimensionen des Cylinders: Durchmesser	Dimensionen des Cylinders: Hub	Umdrehungszahl per Minute	Wassermenge als Motor: per 1 Umdrehung	Wassermenge als Motor: per Minute	Leistungen als Motoren in effectiven Pferdestärken per 1 Cylinder bei Gefällen von Metern: 15	20	30	40	50	60	70	80	90	100	120	Raumbedarf: Länge	Raumbedarf: Breite	Raumbedarf: Höhe	Schwungrad: Durchmesser	Schwungrad: Breite	Rohrleitung Durchmesser: des Eintr.	Rohrleitung Durchmesser: des Austr.	Leistung als Pumpe per Minute bei 20 m Förderhöhe
	mm	mm		Liter	Liter												mm	mm	mm	mm	mm	mm	mm	Liter
0	40	60	150	0,155	23	0,05	0,08	0,11	0,15	0,19	0,23	0,25	0,3	0,34	0,38	0,45	400	300	300	300	50	20	30	20
1	50	60	150	0,275	40	0,1	0,13	0,19	0,25	0,32	0,38	0,44	0,5	0,59	0,68	0,75	500	400	400	375	50	25	40	35
2	60	80	125	0,53	65	0,16	0,22	0,34	0,44	0,55	0,68	0,78	0,9	1,0	1,1	1,35	700	600	600	470	60	30	45	55
4	80	100	100	1,05	105	0,25	0,35	0,52	0,7	0,87	0,05	1,22	1,4	1,57	1,74	2,1	800	700	700	575	70	40	50	85
6	100	140	80	2,3	185	0,45	0,62	0,92	1,24	1,55	1,85	2,16	2,5	2,8	3,1	3,75	950	850	850	675	80	50	65	150
7	110	140	80	2,75	220	0,55	0,73	1,1	1,45	1,85	2,2	2,56	2,9	3,3	3,7	4,4	950	850	850	675	80	50	65	180
9	140	175	70	5,7	400	1,0	1,32	2,0	2,65	3,4	4,0	4,65	5,3	6,0	6,7	8,0	1300	1200	1200	940	155	75	100	325
12	200	250	55	16,6	830	2,1	2,75	4,2	5,5	6,9	8,4	9,7	11,0	12,4	13,8	16,8	1750	1600	1550	1250	200	100	125	750
13	250	310	50	32,5	1625	4,0	5,4	8,0	10,8	13,5	16,0	18,8	21,5	24,0	27,0	32,0	2050	1800	1750	1500	250	125	175	1330
14	275	340	45	43,3	1950	4,8	6,5	9,75	13,0	16,2	19,5	22,75	26,0	29,2	32,5	39,0	2200	1900	1850	1700	275	150	200	1600

Durch Erhöhung der Tourenzahl läßt sich die Leistung bis 30% erhöhen.

Die Lieferung als Motor erfolgt mit einem Schwungrade und einem Windkessel aus Kupfer. Für Pumpen wird eventuell noch ein Saugwindkessel erforderlich.

Gabeln eingreifende Zugstangen mit Federunterlagen den dichten Schluss der Schieberspiegelflächen erzielen lassen. Zur Vermeidung harter Stöße in der Rohrleitung ist wieder ein Windkessel am Ende des Druckrohres an der Maschine angebracht. Die Kraftübertragung erfolgt von der gekröpften Kurbelwelle mittels Riemenscheibe oder Schnurscheibe, wenn die Maschine als Motor für das Kleingewerbe verwendet wird.

Zur Beurtheilung der Leistungsfähigkeit dieser Motoren bedient man sich am zweckmäßigsten des Indicators wie bei Dampfmaschinen.

VII. Die Gasmotoren.

1. Zweck und Arten der Gasmotoren. Die Gasmotoren dienen vor Allem als Motoren für das Kleingewerbe, indem dieselben überall leicht anzuwenden sind, wo Gas zu haben ist, indem sie ferner jederzeit nach dem Anzünden der Gasflammen sofort in Gang gesetzt und nach Belieben wieder abgestellt werden können, während des Ganges aber gar keine Bedienung (Wartung) erfordern, wenn vom Einölen der bewegten Theile abgesehen wird. Diese außerordentlich günstigen Bedingungen des Betriebes der Gasmotoren lassen dieselben aber auch für größere Leistungen von kurzer Dauer und insbesondere als Betriebsmaschine für die Zwecke der elektrischen Beleuchtung sehr verwendbar erscheinen, und finden diese Motoren thatsächlich hiefür immer mehr Anwendung.

Die gebräuchlichsten Arten derselben sind die neueren Otto'schen Gasmotoren mit liegendem Cylinder und Kurbelgetriebe wie bei einer horizontalen Dampfmaschine, dann die Otto'schen Gasmotoren stehender Construction, ferner Otto's neuer Motor liegender Construction mit Petroleum oder Benzin und der Hille'sche Gasmotor „Saxonia".

2. Haupttheile und Wirkungsweise der Gasmotoren. 1. Otto's neuer Motor liegender Construction. Dieser Motor weist im Kurbelgetriebe dieselben Haupttheile auf wie die Dampfmaschine, von welcher er sich wesentlich nur durch die Art der Steuerung unterscheidet, welche die Einleitung von Gas und Luft in bestimmtem Verhältnisse in den Cylinder, die Entzündung dieses Gemisches und die Ableitung der Verbrennungsproducte aus dem Cylinder zu bewerkstelligen hat. In Fig. 1 bis 10, Taf. LXV, sind die wichtigsten Constructionsdetails dieses Motors in Schnitten und Ansichten dargestellt. Es ist eine

einseitig wirkende Gasmaschine, bei der die Explosionskraft des mit Luft gemengten Gases nur auf eine Seite des Kolbens *A* (Fig. 1) wirkt, welcher sich im Arbeitscylinder luftdicht hin- und herbewegt. Der Cylinder ist länger als der Kolbenhub es erfordert und zwar so, dass zwischen dem Cylinderboden und der hinteren Kolbenfläche am Hubende des Kolbens noch ein entsprechend großer Raum (etwas über $^1/_3$ des vom Kolben durchlaufenen Raumes) bei *C* vorhanden ist, in welchem Verbrennungsproducte von der vorhergehenden Füllung zurückbleiben. Zu einem Steuerungsspiel gehören zwei volle Umdrehungen der Maschinenkurbel also vier einfache Kolbenhübe, auf welche sich die vier Perioden der Steuerung vertheilen.

Die Bewegung des Steuerschiebes *F*, Fig. 7, erfolgt durch die Steuerungskurbel *m* mittelst der Schubstange *G*.

Die Steuerungskurbel *m* ist an dem einen Ende der parallel zur Cylinderachse gelagerten Steuerwelle *D*, Fig. 2 und 7, angebracht, auf deren zweitem Ende ein Kegelrad sitzt. Letzteres greift in ein zweites Kegelrad ein, welches auf der Kurbelwelle *E* aufgekeilt ist. Diese beiden Kegelräder sind mit der Übersetzung 1 : 2 ausgeführt, so dass die Steuerwelle genau eine Umdrehung ausführt, wenn sich die Maschinenkurbel zweimal umdreht. Der während der Explosion im Maximum 10 bis 12 *at* betragende Gasdruck wirkt nur einseitig auf den Kolben, dessen hohe Kolbengeschwindigkeit (150 bis 180 minutliche Kurbelumdrehungen) die der Explosion folgende Expansion auszunützen ermöglicht. Der Cylinder ist nur an einem Ende geschlossen, am zweiten, der Maschinenkurbel zugekehrten Ende dagegen offen.

Die für die vier Perioden der Steuerung charakteristischen Stellungen der Steuerungskurbel sind in Fig. 188, Text, mit 1 bis 4 bezeichnet und entsprechen den vier Kolbenstellungen *I* bis *IV*. Bei *I* und *III* ist der Kolben ganz in den Cylinder hineingeschoben an dem einen Hubende, in den Stellungen *II* und *IV* hingegen jedesmal am zweiten Hubende.

Während nun der Kolben den Hub von *I* bis *II* nach außen ausführt, erfolgt die neue Füllung bei einer Spannung gleich dem eben vorhandenen Luftdruck durch Saugwirkung und diese Steuerungsperiode heißt deshalb die Saugperiode. Die Steuerungskurbel geht hierbei von 1 nach 2. Durch den Daumen *z*, Fig. 3, auf der Steuerwelle und den dadurch bewegten Ventilhebel *v* erfolgt in dieser Periode die zeitweilige Eröffnung des Gaseinströmungs-Ventiles *Z* ferner durch die Steuerungskurbel *m* Fig. 7 die Schieberbewegung derart, dass während der ersten Hälfte des Kolbenhubes nur Luft in den Cylinder tritt, dagegen bei der zweiten Hälfte des Kolbenhubes eine Mischung von Gas und Luft,

woferne nicht der vorhandene Centrifugalregulator *R* mittels des Hebels *H* den Daumen *z*, welcher das Gaseinströmungsventil *Z* eröffnen soll, seitwärts verschiebt, in welchem Falle gar keine Gaseinströmung erfolgen und mithin Leergang stattfinden würde.

Der Cylinder ist nun mit drei verschiedenartigen Gasschichten gefüllt. Zunächst dem Kolben befinden sich rückständige Verbrennuugsproducte, dann kommt Luft und schließlich das Gemisch aus Gas und Luft.

Es vollführt nun der Kolben den Hub von *II* bis *III* nach innen zurück in die mit *I* zusammenfallende Stellung *III*, die Steuerkurbel geht

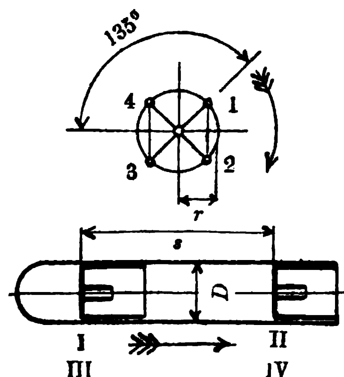


Fig. 188. Zusammenhang der Bewegung der Steuerkurbel und des Maschinenkolbens.

D Innerer Cylinderdurchmesser. *s* Kolbenhub. *r* Halbmesser der Steuerkurbel.

hierbei von 2 nach 3 und der Steuerungsschieber hält den Einströmcanal am Cylinderboden geschlossen; auch das Gaseinströmungsventil bleibt geschlossen. Es wird mithin während dieser Steuerungsperiode das im Cylinder enthaltene Gas- und Luftgemische in den zwischen dem ganz eingeschobenen Kolben am inneren Hubende und dem Cylinderboden noch übrig bleibenden früher genannten Raum *C* hinein comprimiert. Es heißt deshalb diese Streuerungsperiode *Compressionsperiode*.

Während dieser Periode mischen sich die verschiedenartigen Gasschichten im Cylinder, immerhin aber wird hierbei das Gasgemisch unmittelbar am Cylinderboden am meisten mit Gas gesättigt bleiben.

Ist nun der Kolben am Hubende *III* und die Steuerungskurbel in 3 angelangt, so stellt der Steuerungsschieber *F*, Fig. 7, die Verbindung

her zwischen der in der Kammer h von der Zündflamme b im Schieberkastendeckel hereingeleiteten kleinen Vermittlungsflamme und dem mit dem Gasgemisch erfüllten Innenraum des Cylinders, wie in Fig. 8 im Verticalschnitt durch den Schieber und Schieberkasten gezeichnet, und es erfolgt die Zündung und hiedurch zunächst die Explosion der ersten Gasschichten in der unmittelbaren Nähe des Cylinderbodens und dann nach und nach die Explosion der weiter folgenden Schichten. Die hierdurch entstehende Druckentwicklung bewirkt die Auswärtsbewegung des Kolbens aus der Stellung III in jene IV unter gleichzeitiger Arbeitsentwicklung und Kraftübertragung auf die Maschinenkurbel E, Fig. 1 und 2, mittels der Leitstange B. Es heißt deshalb diese Periode die Arbeitsperiode oder die Zündungsperiode. Während dieser Periode geht der Steuerungsschieber von 3 nach 4.

Es folgt nun der Rückgang des Kolbens von IV nach I und hierbei wird durch einen zweiten auf der Steuerwelle angebrachten Daumen f Fig. 5 und unter dem Cylinder gelagerten Ventilhebel u das Ausströmungsventil e geöffnet und offen gehalten, bis der Kolben wieder ganz in den Cylinder hineingeschoben am Hubende also in I angelangt ist. Es erfolgt also während dieser Periode die Ausströmung der Verbrennungsproducte, welche zunächst in einen Condensationstopf und von dort durch das Auspuffrohr in die freie Luft gelangen. Diese Periode heißt demnach die Ausströmungsperiode.

Es wird also nur während des einen Kolbenhubes der Arbeitsperiode durch das Kurbelgetriebe vom Kolben auf das Schwungrad Arbeit übertragen, während der anderen drei Kolbenhübe des Steuerungsspieles hingegen erfolgt die Kolbenbewegung unter Kraftaufwand seitens des Schwungrades. Trotzdem wird durch die hohe Kolbengeschwindigkeit und das bedeutende Schwungradgewicht ein annehmbarer Gleichförmigkeitsgrad erzielt.

Die Schiebergleitfläche am Cylinderkopf wird durch eine abnehmbare Platte q Fig. 6 und 7 gebildet. Der Schieberdeckel K wird durch Spiralfedern und Schrauben SS Fig. 7 gegen den Schieber F angepresst, während die Pressschrauben pp Fig. 7 und 8 ohne Federn, sondern durch eine zwischen gelegte Lederscheibe den Deckel in der Mitte festhalten. In der Schiebergleitfläche befindet sich im Cylindermittel die Einströmungsöffnung l Fig. 6 und 7, und rechts davon der mit dem Luftansaugerohre in Verbindung stehende Luftzuflusscanal k. Die damit correspondierenden Öffnungen $r\ r_1$ Fig. 7, 9 und 10, des Schiebers sind durch einen Canal

mit einander verbunden, welcher durch die kleinen Öffnungen *d* bei entsprechender Stellung mit dem Gaszuführungscanal *g* im Schieberdeckel in Verbindung tritt.

Zu Beginn der Saugperiode steht der Schieber *F* so, dass die Öffnung *r* eben mit der Einströmungsöffnung *l* im Cylinderkopf die Verbindung herstellt und somit den Zutritt der Luft aus dem Luftcanal *k* durch das Ansaugerohr *a* aus dem Ansaugetopf *X* Fig. 1 gestattet, während durch die vertical über einander liegenden Öffnungen *d* in der Rückseite des Schiebers aus dem Gaszuführungscanal *g* Gas eintritt. Gas und Luft mischen sich in dem Canal $r\ r_1$ (Mischungscanal) und werden durch die Einströmungsöffnung *l* in den Cylinder *C* angesaugt. Zu Beginn der Compressionsperiode hat der Schieber *F* die Einströmungsöffnung *l* verdeckt und der Cylinder ist hermetisch abgeschlossen. Gegen das Ende der Compressionsperiode befindet sich die Kammer *h* vor dem Kamin *n* Fig. 7 und 8, in welchem die Kaminflamme *b* brennt. In der Kammer *h* brennt eine Flamme (Schieberflamme), welche von der Schieberflammenleitung *c*, Fig. 4, durch die im Deckel befindliche Rinne *o* und die Bohrung *i* Fig. 8 gespeist wird.

Die Schieberflamme in der Kammer *h* wird unmittelbar vor jeder Entzündung der Cylinderfüllung durch die Kaminflamme *b* angezündet, indem die Kammer *h* daran vorbeigeht. Dieselbe brennt so lange in der Kammer *h* weiter, bis die letztere mit der Einströmungsöffnung *l* in Verbindung tritt und die Cylinderfüllung entzündet. Wenn die Kammer *h* auf der Rückseite des Schiebers gegen den Kamin *n* und die äußere Luft abgeschlossen ist, hat die Bohrung *i* das Ende der Gaszuführungsrinne *o* passiert und stellt in demselben Augenblick durch die über der Einströmungsöffnung *l* angebrachte und mit dieser communicierende Öffnung *t* Fig. 6 und 8 die Verbindung der Kammer *h* mit dem im Cylinder *C* befindlichen comprimierten Explosionsgemenge her, welches letztere nun die in der Kammer *h* noch brennende Schieberflamme speist und in Folge der ihm beigemengten atmosphärischen Luft unterhält. Hierbei theilt sich der im Cylinder vorhandene Compressionsdruck der Schieberkammer mit und die Schieberflamme kann das im Cylinder befindliche Gasgemisch entzünden. Diese Entzündung pflanzt sich durch die Einströmungsöffnung *l* bis in den Cylinderraum *C* fort, wodurch die Cylinderfüllung verbrennt und durch die entstehende hohe Spannung den Kolben nach vorwärts treibt.

Kurz vor dem Ende des der Arbeitsperiode entsprechenden Kolbenhubes öffnet der auf der Steuerwelle sitzende Ausströmungsdaumen *f*

Fig. 5 vermittels des Hebels *u* das Ausströmungsventil *e* und schließt es wieder unter Einwirkung der Feder *w* zu Ende der Ausströmungsperiode. Die Feder *w* bewirkt einen festen und sicheren Schluss des Ventiles.

Die Gaszuführung wird durch den Regulator *R* Fig. 3 dem Kraftbedarf entsprechend vermittels des Regulierventiles *Z* bewirkt. Befindet sich der Regulator in seiner normalen Stellung, so öffnet der Einlassdaumen *z* vermittels des Hebels *v* das Regulierventil (Gasventil) *Z* und lässt die erforderliche Gasmenge während der Saugperiode zuströmen. Wird der Gasmotor durch Abstellung von Arbeitsmaschinen entlastet, so verschiebt der Regulator in Folge seiner steigenden minutlichen Umdrehungszahl die Hülse mit dem Einlassdaumen *z* auf der Steuerwelle achsial nach links und der Daumen *z* lässt den Hebel *v* unberührt, wodurch für diesen Kolbenhub die Gaseinströmung unterbleibt und keine Kraftentwicklung erfolgt. Wird der Gasmotor abgestellt, so sinkt der Regulator in Folge der sich verringernden Umdrehungszahl und die Hülse mit dem Einlassdaumen *z* wird soweit nach rechts bewegt, dass der Federhebel *v* sich links von demselben befindet und von letzterem nicht berührt wird. Hierdurch wird verhindert, dass bei zufälligem Stillstande des Gasmotors der Hebel *v* auf dem Einlassdaumen *z* stehen bleibt und das Gasventil *Z* nicht geschlossen sein sollte, Gas durch den Schieber in die Luftsaugleitung und von da in den Maschinenraum treten würde, was zu Explosionen Veranlassung geben könnte. Es erfüllt sohin der Regulator nicht allein den Zweck, den gleichmäßigen Gang des Gasmotors mit einer der Kraftleistung entsprechenden Regulierung des Gasverbrauches zu erhalten, sondern er sichert auch gegen eine Explosionsgefahr.

Während es nun bei der Dampfmaschine zur Ingangsetzung genügt, die Maschinenkurbel am Hub zu stellen und dann langsam das Dampfeinlassventil zu öffnen, muss bei Ingangsetzung des Gasmotors nach dem Öffnen des Gashahnes über dem Gasregulierventil *Z* und vorhergegangener Entzündung der Zündflamme (Kaminflamme *b* Fig. 8) im Schieberkastendeckel, erst das Schwungrad von Hand in Umdrehung versetzt werden. Um nun letzteres leichter bewerkstelligen zu können, darf der Gashahu anfänglich nur wenig geöffnet werden und wird ferner durch achsiale Verschiebung der am Hebel *u* angebrachten, gegen den Daumen *f* anlaufenden Rolle (Fig. 3 und 5) die Rolle auch von dem zweiten Daumen f_1 Fig. 5 (Anlassdaumen) abgeschoben, welcher auf der Nabe des Ausströmungsdaumens so angebracht ist, dass auch während der Compressionsperiode theilweise Ausströmung und mithin geringere Compression erfolgt.

Es wird nämlich durch den zweiten Daumen f_1 das Ausströmungs-ventil während der Compressionsperiode durch kurze Zeit geöffnet und dadurch ein Theil des zu comprimierenden Gemenges aus dem Cylinder entweichen gelassen, wodurch die Compression verringert und das Andrehen des Motors erleichtert wird. Es bleibt jedoch noch soviel explosives Gemenge im Cylinder zurück, dass dessen Explosion genügt, den Gasmotor in regelmäßigen Gang zu bringen. Sobald dies eingetreten ist, wird die Rolle wieder vom Anlassdaumen abgeschoben.

Zur Beurtheilung der Leistungsfähigkeit der Gasmotoren bedient man sich am zweckmäßigsten des Indicators, dessen Diagramm den Verlauf der Explosion 2c. verfolgen läst. In Fig. 189, Text, ist das Indicatordiagramm eines Otto'schen Gasmotors von nominell 4 PS, nach von Prof. E. Brauer an einer solchen Maschine in Erfurt im August 1878 ausgeführten und in Dinglers polytechnischem Journal veröffentlichten Versuchen, genau nach dem Original-Diagramm copiert.

Der Maßstab der benutzten Indicatorfeder war 1 at = 3,15 mm.

Die Maschine hatte folgende Dimensionen:

$D = 170$ mm = innerer Cylinder-Durchmesser,

$s = 345$ mm = Kolbenhub,

$n = 159{,}4$ = minutliche Umdrehungszahl

und ergab

$N_i = 5{,}732$ PS = indicierte Leistung in Pferdestärken,

$N_n = 3{,}98$ PS = mittels des Prony'schen Zaumes bestimmter Nutzeffect in Pferdestärken,

$\frac{N_n}{N_i} = 0{,}695$ = Wirkungsgrad.

$C' = 4{,}47$ m^3 = stündlicher Gas-Consum,

$C'' = 0{,}22$ m^3 = stündlicher Gas-Verlust,

$C = C' - C'' = 4{,}25$ m^3 = nutzbarer stündlicher Gas-Consum,

$\frac{C}{N_n} = \frac{4{,}25}{3{,}98} = 1{,}07$ m^3 = Gas-Consum pro Stunde und Pferdestärke.

Die gerade Linie AB entspricht der Saugperiode; die nach links ansteigende Linie BC zeigt den Verlauf der Compressionsperiode, bei welcher sich die Spannung bis auf 2 at Überdruck erhebt. Die Zündung erfolgt im todten Punkte und die Spannung hebt sich schnell auf 10 at und darüber. Es kann darnach kein Zweifel darüber obwalten, dass im ersten Moment der Zündung eine wirkliche Explosion erfolgt; dass diese

aber nur die in unmittelbarer Nähe des Cylinderbodens befindlichen Schichten umfasst, lehrt der weitere Verlauf der Expansionscurve DE. Sollte die Explosion sich über den gesammten Inhalt des Cylinders erstrecken, so müsste die Expansionscurve sehr schnell fallen. Die allgemeine und sanfte Neigung der Curve DE drängt zu der Annahme, dass die Verbrennung der eingeschlossenen Gase fast während des ganzen Kolbenhubes vor sich geht, indem die Zündung sich von Schicht zu Schicht weiter nach vorn verbreitet. Die Linie BA entspricht schließlich der Ausströmungsperiode.

Zur Abkühlung der Cylinderwandung, welche ohne Kühlung durch die Wärmeentwicklung bei der Explosion des Gasgemisches im Cylinder zu sehr erhitzt würde, ist der Cylinder doppelwandig ausgeführt und in

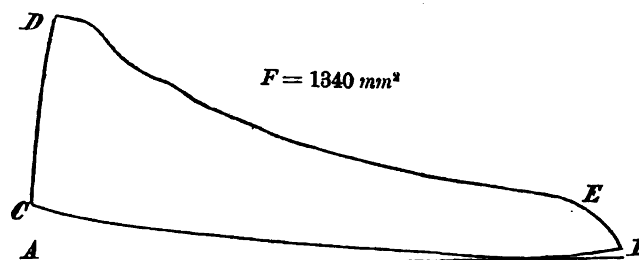


Fig. 189. Indicator-Diagramm eines Otto'schen Gasmotors.

dem Hohlraum des Cylindermantels circuliert beständig Kühlwasser u. zw. entweder fließendes oder Kühlgefäßen entstammendes. Das Kühlwasser tritt durch das Zuflussrohr s Fig. 2 in den Hohlraum des Cylindermantels ein und durch das bei s_1 Fig. 1 und 2 aufgeschraubte Abflussrohr aus.

Die Schmierung des Maschinenkolbens erfolgt selbstthätig durch eine Schmiervorrichtung S (Fig. 1 und 3) welche oben am Cylinder angebracht ist und deren Rädchen mittels einer Schnur und Schnurrollen von der Steuerwelle angetrieben wird, wie in Fig. 2 ersichtlich ist.

Auf der Schwungradwelle sitzt neben dem Schwungrad eine Riemenscheibe, welche für die Riemenbreite β eine doppelt breite Scheibe ist, weil die hiervon betriebene Transmissionswelle mit fester und loser Riemenscheibe ausgerüstet sein muss, um bei Ingangsetzung der Maschine nicht die ganze Transmission mittreiben zu müssen. Die besprochene Construction der Otto'schen Gasmotoren wird in Österreich von Langen & Wolf in Wien ausgeführt.

Die Otto'schen Gasmotoren werden auch als Zwillingsmaschinen mit zwei horizontal neben einander liegenden Cylindern und unter 0° gekuppelten Kurbeln ausgeführt, um insbesondere für den Betrieb von Dynamomaschinen zur elektrischen Beleuchtung mittels Glühlampen einen größeren Gleichförmigkeitsgrad zu erzielen.

Auf Taf. LXVI ist die Detailconstruction eines zweicylindrigen Otto'schen Gasmotors von 8 Pferdestärken nach Ausführung von Langen & Wolf in Wien zu ersehen, insoweit es sich um die Cylinder und Steuerung handelt. Zwischen den zwei parallel nebeneinander an die Stirnflanschen des Bettes freitragend angeschraubten doppelwandigen Cylindern ist die Steuerwelle D gelagert, welche die durch den Regulator R achsial verschiebbare Nabe mit den zwei Einlassdaumen z trägt, von welchem mittels der Hebel $v v_1$ das Regulierventil (Gasventil) Z geöffnet wird, um die erforderliche Gasmenge während der Saugperiode zu den beiden Steuerungsschiebern F gelangen zu lassen. Ferner ist auf der Steuerwelle die Nabe mit den 2 Ausströmungsdaumen f vorhanden, von welchen vermittels der Hebel $u u_1$ abwechselnd eines der beiden Ausströmungsventile $e e_1$ während der Ausströmungsperiode in dem betreffenden Cylinder geöffnet wird. Zum Anlassen des Motors durch Drehen am Schwungrad wird die Nabe mit den Ausströmungsdaumen mittels der Zugstange x und des Hebels x_1 achsial verschoben. Die übrigen Theile sind in doppelter Anordnung dieselben wie bei der vorgenannten eincylindrigen Maschine und die Schieber werden, wie in Fig. 1 bis 9 leicht ersichtlich, so gesteuert, dass während je einer Umdrehung der Maschinenkurbel einer der beiden Kolben eine Arbeitsperiode aufweist.

Diese zweicylindrigen Gasmotoren werden für Leistungen bis zu 100 Pferdestärken gebaut. Für noch größere Leistungen wird Otto's neuer Motor liegender Construction mit vier Cylindern und zwar von 150 bis 200 Pferdestärken geliefert. Ein solcher Motor, für 120 Pferdestärken gebremster Maximalleistung, ist in Fig. 5, Taf. LXII im perspectivischen Bilde dargestellt.

Bei größeren Gasmotoren wird an Stelle des Steuerungsschiebers ein Steuerungsventil angewendet. Es wird hierbei die Zuführung des Explosionsgemenges von Luft und Gas durch das Einlassventil F Fig. 4, Taf. LXVII, bewirkt, welches vermittels des Hebels n durch den auf der Steuerwelle sitzenden Daumen m während der Saugperiode geöffnet wird. Das Gasregulierventil Z mit dem darüber befindlichan Einströmungshahn ist hierbei seitlich vom Cylinderkopf auf dem Mischungscanal

k angebracht und wird von dem Einströmungsdaumen *z* vermittels der Hebelübertragung *v v* geöffnet und geschlossen. An das Ventil *Z* schließt sich ein nach unten conisch erweitertes Rohrstück an, dessen untere Fläche durch eine runde Platte nicht ganz geschlossen ist, so dass das Gas durch eine Spalte am ganzen Rohrumfang horizontal austreten kann. Dieses Rohrende ist von dem Luftansaugrohr *a* concentrisch umschlossen, so dass die einströmende Luft den Gasstrom durchziehen muss und mit dem Gas innig gemischt durch den horizontalen rechteckigen Mischungscanal *k* nach dem Einlassventil *F* gelangt. Letzteres ist auf einer Ventilstange angebracht, welche unten aus dem Gehäuse hervorragt, am unteren Ende mit Gewinde versehen ist und einen mit Klemmschrauben befestigten Kopf trägt, der einen horizontalen Führungsschlitz *o* enthält. In diesem Schlitze *o* gleitet das Führungsprisma des Ventilhebelzapfens. Das Ventil *F* wird bei jeder Umdrehung der Steuerwelle durch den Daumen *z* geöffnet und durch eine Feder wieder geschlossen. Das Regulierventil *Z* bleibt geschlossen, wenn der Regulator den Daumen *z* seitwärts schiebt, um dem jeweiligen Kraftbedarf entsprechend den Gang der Maschine und den Gasverbrauch zu regulieren. Ein Schieber von verhältnismäßig geringen Dimensionen, welcher hinter dem Ventilgehäuse am äußersten Ende des Cylinderkopfes senkrecht zur Cylinderachse angebracht ist, dient ausschließlich zur Zündung. Die übrigen Mechanismen weichen von denen der Schiebermaschinen nicht ab.

2. Otto's neuer Motor stehender Construction. Derselbe ist mit allen bewährten Constructionsdetails der Otto'schen liegenden Gasmotoren ausgerüstet und weist überdies den Vortheil eines geringeren Raumbedarfes auf. Es ist wieder ein einseitig wirkender Gasmotor, und der verticale, zur Wasserkühlung doppelwandige Arbeitscylinder ist nach unten hin länger als der Kolbenweg, so dass zwischen dem Kolben in der tiefsten Stellung und dem Cylinderboden noch ein Raum *C* übrig bleibt, welcher mit den von der vorhergehendeu Füllung herrührenden Verbrennungsproducten erfüllt ist. Auch gehören wieder zu einem Steuerungsspiele zwei volle Umdrehungen der Maschinenkurbelwelle, also vier einfache Kolbenhübe, auf welche sich die vier Stenerungsperioden in regelmäßiger Aufeinanderfolge wie bei der liegenden Construction vertheilen, nämlich:

1. die Saugperiode,
2. die Compressionsperiode,
3. die Arbeitsperiode oder Zündungsperiode,
4. die Ausströmungsperiode.

Das Gas tritt durch das Einströmungsventil M Fig. 2 und das Regulierventil Z in den Gascanal des Schieberdeckels und gelangt von hier mit atmosphärischer Luft gemischt in den Innenraum des Cylinders C, indem es durch den Kolben A angesaugt wird. Die Luft wird aus dem Hohlraum des Sockels der Maschine angesaugt. Die Entzündung der Cylinderfüllung erfolgt durch die in der zugehörigen Kammer des Schiebers F Fig. 1 brennende Zündflamme, welche der Schieber bei der unteren Endstellung des Kolbens durch die Einströmungsöffnung l mit dem Innenraum des Cylinders in Verbindung bringt. Auf der Kurbelscheibe f Fig. 1, für die Bewegung des Schiebers F sitzt ein großer und ein kleiner Daumen, ersterer ist der Ausströmungsdaumen, letzterer der Anlassdaumen. Der Ausströmungsdaumen öffnet mittels des Hebels u das Ausströmungsventil e während der Ausströmungsperiode. Beim Anlassen des Motors ist die am Hebel des Ausströmungsventiles vorhandene Rolle wie beim liegenden Motor soweit zu verschieben, dass dieselbe den Anlassdaumen berührt und dieser den Hebel des Ausströmungsventiles auch während der Compressionsperiode öffnet, um das Andrehen der Maschine zu erleichtern.

Die Gaszuführung wird von einem Pendelregulator $z\,m\,v'\,v$ Fig. 2, dem Kraftbedarf entsprechend durch das Regulierventil Z bewirkt, welches durch das Knierohr j, Fig. 2, mit dem Gaszuführungscanal g, Fig. 1, in Verbindung steht.

Der Pendelregulator besteht aus dem Winkelhebel $v'\,v$, dessen Drehzapfen von einer Hülse getragen wird, die einen Lenker z von der Schieberstange G aus auf dem horizontalen Zapfen hin- und herbewegt. Am Hebel v' ist das Pendelgewicht m so befestigt, dass man es behufs Änderung der Umdrehungszahl der Maschinenkurbel verschieben kann. Ist der Motor in Ruhe, so steht das spitze Ende des Hebels v oberhalb des ihm zugekehrten Kopfes der Einlassventilstange des Regulierventiles Z und das Ventil ist geschlossen. Soll der Motor angelassen werden, so ist das Einlassventil durch Aufwärtsdrehen des Winkelhebels J zu öffnen. Während des Ganges des Motors wird das Pendel $v'\,m$ und hiermit der Hebel v im gleichen Tempo mit dem Schieber bewegt und muss um so größere Schwingungen machen, je schneller die Maschine läuft. Da das Einlassventil durch den Winkelhebel J auf die Anlassstellung eingestellt und arretiert ist und mithin den regelmäßigen Eintritt des Gases gestattet, wird die Umdrehungsgeschwindigkeit der Maschinenkurbel nach und nach gesteigert und in Folge dessen der Ausschlag der

Spitze des Hebels v so weit vergrößert, bis dieselbe in ihrer tiefsten Stellung den Kopf der Einlassventilstange erreicht und diese zurückstößt. Dadurch wird der Winkelhebel J selbstthätig ausgelöst und das Regulierventil Z beim Rückgang des Pendels wieder geschlossen.

Bei normalem Gange des voll belasteten Motors wird die Spitze des Pendelhebels v bei jedem Steuerungsspiele gegen den Kopf der Einlassventilstange anstoßen und den Gaseintritt durch das Regulierventil Z während der Saugperiode gestatten. Wird aber durch Entlastung des Motors die Umdrehungszahl gesteigert, so wird der Ausschlag des Pendelgewichtes m und somit auch jener der Spitze des Pendelhebels v so weit vergrößert, dass letztere unterhalb des Kopfes der Einlassventilstange vorbeigeht und das Regulierventil Z nicht mehr öffnet. Es unterbleibt mithin die Gaseinströmung und in Folge dessen auch die Kraftentwicklung so lange, bis sich die Umdrehungszahl auf das normale Maß vermindert und damit auch die dem normalen Gange entsprechende Schwingungsweite des Pendelhebels wieder einstellt.

Beim Stillstand des Gasmotors befindet sich das Pendelgewicht m in seiner tiefsten Lage und mithin die Spitze des Pendelhebels v in ihrer höchsten Stellung, in welcher sie den Kopf der Einlassventilstange nicht berührt. Es bleibt also das Regulierventil während des Stillstandes des Motors geschlossen. Hierdurch ist es wie beim liegenden Motor unmöglich gemacht, dass z. B. wenn durch zu schwere Belastung des Motors oder Erlöschen der Zündflamme der Motor plötzlich stehen bleiben und das Regulierventil Z nicht geschlossen würde, durch letzteres Gas in den Luftansaugbehälter und von da in den Maschinenraum tritt, wo es leicht zu Explosionen Veranlassung geben könnte.

Bei der im Vorstehenden in Betracht gezogenen Anwendung eines Pendelregulators ist derselbe mit der Schieberstange verbunden. Die auf Taf. LXVIII in Fig. 1 bis 4 an einem stehenden Otto'schen Gasmotor abgebildete neuere Anordnung (k. k. Privilegium vom 26. Januar 1889) enthält einen Pendelregulator, welcher mit dem zur Steuerung des Ausströmungsventiles angewendeten, vertical auf- und abbewegten Gestänge verbunden ist. Durch die weitere Anordnung eines selbstthätigen Einlass- und Mischventiles i sowie eines Zündrohres r, welches durch eine dasselbe außen umspülende Flamme glühend erhalten wird und während der Zündperiode mit dem Innenraum C des Cylinders in Verbindung bleibt, beschränkt sich der Steuermechanismus des Motors auf die Stange a, welche durch den Daumen h der Steuerwelle l nieder-

gedrückt und durch den Ventilstift vom Ausströmungsventil *m* mittels einer Feder *n* gehoben wird. An dem seitlichen Arme *b* dieser Stange *a* ist im Punkte *c* der Pendelregulator *de* aufgehängt, so dass dieser sich mit der Stange *a* auf- und abbewegt. Bei der Abwärtsbewegung der Stange *a* wird das Ausströmungsventil *m* geöffnet. Dasselbe schließt sich bei der Aufwärtsbewegung der Stange *a* durch den Druck der Feder *n*. Der hier dargestellte stehende Motor arbeitet wie die vorstehend besprochenen im Viertakt, d. h. es kommen vier einfache Kolbenhübe auf ein Steuerungsspiel. Das Gasregulierventil *o* wird während der Saugperiode durch den am Hebel *e* Fig. 1 und 3 des Pendelregulators befindlichen Haken geöffnet, wenn die Stange sich aufwärts bewegt, und beim Niedergang derselben geschlossen.

Wird der Gang der Maschine beschleunigt, so kommt das Beharrungsvermögen des Gewichtes *d* zur Wirkung, wodurch der Hebel *e* sich aus der in Fig. 1 und 3 gezeichneten Lage nach rechts bewegt und an dem Haken *f* des Einlassventiles vorbeigeht. Es bleibt somit für dieses Steuerungsspiel das Gasventil *o* geschlossen und eine Explosionswirkung im Cylinder kann nicht eintreten.

Bei verminderter Geschwindigkeit öffnet der Haken am Hebel *e* wieder das Gasventil *o*, um den Zutritt des Gases in den Cylinder zu gestatten.

Das Gewicht *d* wird durch die Feder *p* Fig. 3 ausbalanciert.

Das Gasventil *o* ist also nur während der Ausströmungsperiode geschlossen, wenn die Stange *a* durch ihren Niedergang das Ausströmungsventil *m* geöffnet hat. Das selbstthätige Mischventil *i* verhindert jedoch den Eintritt des Gases in den Cylinder während der Compressions- und Arbeitsperiode, indem es die in seinem Sitz befindlichen Gaseinströmungsöffnungen abschließt und dieselben nur dann öffnet, wenn es durch die Saugwirkung des Kolbens während der Saugperiode gehoben wird. Während der Ausströmungsperiode ist das selbstthätige Mischventil *i* naturgemäß ebenfalls geschlossen.

In Fig. 6 bis 9, Taf. LXVII, ist die zugehörige Zündvorrichtung (nach Theodor Heese's Patent, welches die Gasmotorenfabrik in Deutz erworben und weiters für sich patentiert hat) detailliert dargestellt. Dieselbe bezweckt die sichere Entzündung des im Cylinder befindlichen explosiblen Gasgemenges mittels eines glühenden Rohres derart, dass das glühende Rohr gegen das Verbrennen möglichst geschützt ist. Dies wird durch die Anwendung eines rohrförmig gestalteten Bunsen-Brenners erreicht, welcher das zu erhitzende Zündrohr concentrisch umschließt und dadurch

nicht nur eine sehr vollkommene und constant bleibende Erhitzung desselben herbeiführt, sondern auch infolge der vollständigen Umhüllung des Rohres durch die reducierend wirkende Flamme des Bunsen-Brenners dasselbe vor Oxidation schützt. Das verticale Zündrohr r steht durch die zur Führung des Ventiles $v\,v_1\,v_2$ dienenden Bohrung, welcher Zündcanal genannt wird, mit dem inneren Cylinderraum C in Verbindung. Dieser Zündcanal ist in dem am Cylinderboden angeschraubten Ansatzstücke B enthalten, und wird gegen den Innenraum C des Cylinders durch das Ventil v in der in Fig. 6 gezeichneten Stellung abgeschlossen.

Der Gasbrenner wird durch den von unten am Ansatzstück B befestigten Injector A mit Gas und Luft versorgt. Der Innenraum des Injectors A erweitert sich nach oben zu dem Raume a, welcher durch den oben aufgesetzten eisernen Ring D wieder verengt wird. Dieser Ring D umschließt das Zündrohr r concentrisch und bildet mit diesem den runden Brennerschlitz b, aus welchem Gas austritt, um zu verbrennen. Der mit Chamotte ausgefütterte Kamin E ist mit den seitlichen Luftzuführungslöchern $c\,c$ versehen. Das Gas wird durch den Hahn d zugelassen und strömt unter Druck aus der kleinen Öffnung der Düse e aus, wodurch Luft von den Seitenlöchern f angesaugt wird. Gas und Luft werden beim Durchströmen der nach oben conisch erweiterten Düse a innig gemischt, gelangen in die Höhlung des Ringes D, um schließlich aus dem runden Brennerschlitz b auszutreten und zu verbrennen. Dieser Brennerschlitz ist so enge bemessen, dass ein Rückschlagen der Flamme in den Hohlraum des Ringes D vermieden wird. Infolge dieser Anordnung des Brennerschlitzes umspült die Flamme F das Zündrohr r unmittelbar, wodurch bei verhältnismäßig kleiner Flamme eine genügende Erhitzung des Zündrohres stattfindet.

Durch die Löcher f wird nur soviel Luft eingeführt, als zur Erzielung einer intensiven Verbrennung nothwendig ist. Infolge dessen hat die Flamme F an der Stelle, wo sie das Zündrohr r umspült, eine reducierende Wirkung, wodurch einer Oxydation der äußeren glühenden Zündrohroberfläche vorgebeugt und eine rasche Zerstörung des Rohres verhütet wird. Die Löcher $c\,c$ bewirken eine genügende Luftzufuhr, um eine vollkommene Verbrennung zu bewerkstelligen. Die durch selbe eintretende überschüssige Luft gelangt jedoch nur zum äußeren Umfang der Flamme F und berührt nicht den glühenden Theil des Zündrohres, kann also auf die Oberfläche des letzteren keine oxydierende Wirkung ausüben.

Das Ventil v ist in dem Theile v_1 (Fig. 6 und 7) durch vier Flügel im Zündcanal geführt und mit einem cylindrischen Kolben v_2 (Fig. 6 und 8) fest verbunden. Letzterer ist mit kleinen Längsnuthen versehen und in den Zündcanal eingepaſst. In der Verlängerung dieses Kolbens v_2 befindet sich der Ventilkolben k, welcher mit v_2 fest verbunden ist und an seiner inneren Seite die conische Ventilfläche trägt. Durch letztere kann der Zündcanal nach außen abgeschlossen werden. Soll die Zündung erfolgen, so wird der Steuerungsarm g durch die Motorenwelle nach links bewegt. Letzterer drückt vermittels der darin enthaltenen Spiralfeder q gegen das Druckstück h, welches sich an die durch den Ventilkolben k hindurchgehende Fortsetzung des Ventilkörpers $v v_1 v_2$ anlegt, wobei endlich der vom Innenraum C des Cylinders her auf dem Ventile v lastende Compressionsdruck und die Spannung der gegen die Scheibe p drückenden Spiralfeder m überwunden und das Ventil v geöffnet wird, ohne dass die Feder q erheblich zusammengedrückt wird.

Wenn das Ventil v geschlossen ist, so steht der Zündcanal und hiermit das Zündrohr r durch die im Umfange des Kolbens v_2 enthaltenen kleinen Längsnuthen und die Öffnung n mit der äußeren Luft in Verbindung. Es können also nach erfolgter Zündung die in diesen Räumen unter Druck zurückbleibenden Verbrennungsproducte zum Theil entweichen. Wird hierauf das Ventil v geöffnet, so tritt das comprimierte brennbare Gasgemisch aus dem Cylinderraum C in den Zündcanal und treibt während des gebotenen kurzen Zeitraumes den Rest der früheren Verbrennungsproducte durch die Öffnung n aus. Dieser Zeitraum ist jedoch äußerst kurz bemessen, indem der Ventilkolben k mit seiner dem Kolben v_2 zugekehrten conischen Ventilfläche alsbald nach der Eröffnung des Zündcanals durch das Ventil v am linksseitigen Ende, sich an dessen rechtsseitiges Ende anlegt und mithin den Zündcanal nach außen hin abschließt. Die in letzterem durch das glühende Zündrohr r eingeleitete Entzündung wird sonach gezwungen, sich in den Cylinderraum C fortzupflanzen und das darin während der Compressionsperiode zusammengepreſste Gasgemisch (die Ladung) zu entzünden. Vor Beginn der nächsten Compressionsperiode wird der Steuerungsarm g durch die Motorenwelle wieder nach rechts bewegt und zugleich das Ventil v durch die Wirkung der Feder m geschlossen.

Da die stehende Anordnung bei Gasmotoren für größere Betriebskräfte ihrer geringen Stabilität und schwierigen Zugänglichkeit wegen nicht zweckmäßig erscheint, wird dieselbe von Langen & Wolf nur bis zu einer

Leistung von 6 Pferdestärken ausgeführt, für größere Motoren aber die liegende Construction ausschließlich beibehalten, da diese allein es ermöglicht, tadellos arbeitende Motoren für die durch Gasmotoren erzielbaren Leistungen bis zu 100 und mehr Pferdestärken auszuführen.

3. Otto's neuer Motor liegender Construction für Benzingas. Zum Betriebe von Otto's neuem Motor kann man anstatt des Leuchtgases auch mit Vortheil Benzingas verwenden. Überhaupt können alle leichtflüchtigen Kohlenwasserstoffe, welche im Handel unter der Bezeichnung: Gasolin, Ligroin und Neolin vorkommen und ein specifisches Gewicht von nicht mehr als 0,7 haben, zum Betrieb von Otto's Benzinmotor gebraucht werden, welcher in der Anordnung seiner Haupttheile nicht wesentlich von dem vorstehend behandelten Otto'schen Gasmotor liegender Construction abweicht und sich von diesem nur in der Gaseinführung und Zündung unterscheidet. Die wichtigsten Constructionsdetails dieses Motors sind in Fig. 5 bis 8, Taf. LXVIII, zu ersehen.

Sämmtliche Steuerungsorgane werden durch die parallel zum Cylinder gelagerte Steuerwelle *H* bewegt, welche von der Maschinenkurbelwelle durch Kegelräder mit dem Übersetzungsverhältnisse 1 : 2 angetrieben wird, so dass sie nur halb soviele Umdrehungen macht, als diese. Von dieser Steuerwelle wird durch Kegelräder der Schwungkugelregulator *R*, Fig. 5, angetrieben, welcher die Zuführung des Benzingases während der Saugperiode dem Kraftbedarf entsprechend vermittels des Daumens *z* und der Hebel *g g* durch das Regulierventil *Z*, Fig. 5 und 6, gestattet, sobald der den Gaszufluss durch das Rohr *D* abschließende Einlasshahn *L* mittels des Handgriffes *h* geöffnet ist. Geht der Motor zu schnell, so verschiebt der Regulator die Nabe des Daumens *z* auf der Steuerwelle *H* achsial seitwärts vom Federhebel *g*, so dass dieser nicht mehr vom Daumen *z* gehoben und mithin das Regulierventil *Z* nicht mehr geöffnet wird. Es unterbleibt deshalb der Eintritt von Benzingas, bis der normale Gang der Maschine wieder eingetreten ist.

In die an das Regulierventil *Z* anschließende, zum Cylinder führende Leitung mündet durch einen mittels Handgriff h_1 einstellbaren Hahn *B* regulierbar das Luftansaugrohr *Q*, Fig. 6 und 7. Durch letzteres gelangt die Luft aus dem Ansaugtopf in den Eintrittscanal *V*, Fig. 7, in welchem sie sich mit dem durch das Regulierventil *Z* eintretenden Benzingas innig mischt und das zur Cylinderfüllung erforderliche Explosionsgemenge bildet. Dieses Explosionsgemenge gelangt während der Saugperiode durch das sich selbstthätig öffnende Einlassventil (Saugventil) in den Cylinder *C*.

bleibt in Folge der Einwirkung des Regulators das Regulierventil Z geschlossen, so dass kein Benzingas in den Eintrittscanal V gelangt, so wird durch das selbstthätige Einlassventil nur die aus Q zuströmende Luft während der Saugperiode in den Cylinder gesaugt.

Während der Ausströmungsperiode wird das genau wie in Fig. 5, Taf. LXV, angeordnete und durch den Auslassdaumen f gesteuerte Ausströmungsventil geöffnet, um die Verbrennungsproducte austreten zu lassen, welche durch ein Rohr in den Ausblasetopf, beziehungsweise unter den Gaserzeuger und von da in die freie Luft abziehen. Ein Theil der Verbrennungsproducte bleibt wie beim Gasmotor im Cylinderraum C hinter dem Kolben A zurück.

Die Entzündung der Cylinderfüllung am Ende der Compressionsperiode wird durch einen elektrischen Funken bewirkt, der mittels eines kleinen am Motor selbst montierten magneto-elektrischen Apparates erzeugt wird. Dieser Apparat besteht aus zwölf Magnetstäben, deren je 6 einen Schenkel eines einfachen unten geschlossenen Hufeisenmagnetes bilden, zwischen dessen oben liegenden Polschuhen der Inductor parallel zur Steuerwelle gelagert ist. Auf der Achse dieses Inductors ist der Winkelhebel ab, Fig. 5 und 6, aufgekeilt, dessen horizontaler Arm b durch eine Feder j nach abwärts gezogen wird. Der aufwärts gerichtete Arm a wird durch den auf der Steuerwelle angebrachten Daumen c derart bewegt, dass er von diesem freigelassen und durch die Feder j rasch zurück bewegt wird, sobald die Compressionsperiode beendet ist. Die rasche Drehung bewirkt die Induction eines elektrischen Stromes, welcher durch den isolierten Kupferdraht q von der Polklemme p zur Klemme p_1, Fig. 5 und 7, und von letzterer zum Contactstift s geleitet wird. Der Contactstift s besteht aus einem ca. 5 *mm* dicken Stahlstift, welcher, durch eine Porzellanhülse h isoliert, in die Mitte des Cylinderdeckels k eingeschraubt ist. Gegen den Contactstift s legt sich der Contacthebel o, Fig. 6 und 7, an, auf dessen luftdicht durch den Cylinderboden gehender Achse außerhalb des Cylinders der Hebel r angebracht ist. Der am Ende des Hebelarmes r vorhandene Stirnzapfen wird von der Gabel der Druckstange nn umschlossen, deren anderes Ende an dem aufwärts stehenden Arm a des Winkelhebels ab mittels eines Bolzens drehbar angehängt ist. Die Zugfeder d, welche einerseits am Zündapparat und andererseits am Stirnzapfen des Hebelarmes r befestigt ist, bewirkt, dass sich der Contacthebel o beim Rückgang der Gabelstange nn stets dicht an den Contactstift s anlegt. Dieser Contact wird jedoch durch die Bewegung der

Gabelstange $n\,n$ in dem Augenblicke unterbrochen, in welchem durch die rasche Drehung des Inductors der elektrische Strom erzeugt wird, wodurch ein elektrischer Funke überspringt, welcher die Cylinderladung entzündet. Dieser Funke wird regelmäßig während je eines Steuerungsspieles am Ende der Compressionsperiode erzeugt.

Das für den Betrieb des Benzinmotors erforderliche Benzingas wird in einem besonderen zum Motor gehörigen Apparat während des Betriebes selbst dem jeweiligen Bedarf entsprechend automatisch erzeugt. Dieser Apparat ist in Fig. 8, Taf. LXVIII, im Durchschnit dargestellt. Derselbe besteht aus einem gusseisernen luftdicht verschlossenen Gefäße A, in welches das zu vergasende Benzin durch die Öffnung im Deckel bei L eingefüllt wird, wonach diese mit der dort gezeichneten Verschlussschraube dicht zu verschließen ist.

Die im Gefäße A befindliche Flüssigkeitsmenge wird durch einen Schwimmer S angezeigt, dessen Stängelchen s genügend abgedichtet durch den Deckel des Gefäßes A nach außen tritt. Auf diesem Deckel steht der gusseiserne Topf F, von dessen Deckel das Knierohr D_1 zum Rückschlagventil führt, welches andererseits durch die Rohrleitung D in den Anschlussstutzen des Einströmungshahnes L Fig. 6 eingeschraubt ist und das Benzingas dem Motor zuführt. Während der Saugperiode saugt der Kolben des Gasmotors aus der Leitung D Benzingas an und erzeugt dadurch im Behälter A eine Luftverdünnung. In Folge dessen tritt bei B durch das Rohr C von außen Luft in den Benzinbehälter. Dieses Rohr C taucht mit seinem brausenartig erweiterten Ende in das Benzin ein, so dass die durch die Brause einströmende Luft das Benzin in fein vertheilten Bläschen durchstreicht, wodurch sie sich mit den Dämpfen desselben sättigt.

Das so gebildete Benzingas gelangt durch den Kiestopf F, das Knierohr D_1, das Rückschlagventil G und endlich durch die Rohrleitung D Fig. 8 zum Einströmungshahn L Fig. 6, des Gasmotors, von wo es, wie bereits früher erklärt, durch das Regulierventil Z in den Einlasscanal V Fig. 7 und von da mit atmosphärischer Luft innig gemischt, während der Saugperiode durch das sich selbstthätig öffnende Einlassventil w in den Cylinder C gelangt.

Die vom Motor zur Mischung mit dem Benzingas direct angesaugte Luftmenge kann durch den Hahn B mittels des Handhebels h_1 Fig. 7 je nach dem Benzingehalt des Gases reguliert werden.

An dem Gaserzeuger sind als besondere Sicherheitsvorkehrungen angebracht:

1. Ein engmaschiges Drahtgewebe bei *B* an der Lufteintrittsöffnung des Rohres *C* des Benzinbehälters Fig. 8, welches das Eindringen von Schmutz und Feuer durch das Rohr *C* in das Benzingefäß *A* von außen verhindert.

2. Der mit Kieselsteinen gefüllte Topf *F*, welcher jede Möglichkeit des Rückschlagens der Flamme in das Benzingefäß ausschließt.

3. Das selbstthätige Rückschlagventil *G*, welches sich nur öffnet, wenn der Motor Benzingas ansaugt, und nach Schluss der Saugperiode die Verbindung des Motors mit dem Benzingefäß sofort selbstthätig unterbricht.

4. Das Sicherheitsventil *H* am Gehäuse des Rückschlagventiles *G*, welches im Falle einer Explosion in die zwischen dem Regulierventil *Z* und dem Rückschlagventil *G* befindliche Rohrleitung *D* eindringen sollte, sich nach außen öffnet und die in Folge der Explosion auftretende Spannung beseitigt, indem sie den Verbrennungsproducten den freien Austritt gestattet.

Um die Erzeugung des Benzingases zu erleichtern, können die abziehenden warmen Verbrennungsproducte des Motors ganz oder theilweise durch den gusseisernen Untersatz *K* des Benzingasbehälters *A* geleitet werden. Es ist dies besonders zu empfehlen, wenn der Benzingasbehälter der Kälte ausgesetzt ist. Die vom Motor abziehenden Verbrennungsproducte treten dann durch das Rohr *U*, Fig. 9, den Zweiweghahn *m* in den Untersatz *K* und gelangen aus diesem durch das Rohr *N* in's Freie. Wird der Hahn *m* um 45° gedreht, so entweichen die Verbrennungsproducte direct durch das Rohr *N* nach außen, ohne durch den Untersatz *K* hindurch zu gehen.

Wenn beim Anlassen des Motors, namentlich im Winter, in Folge der im Gaserzeuger herrschenden niedrigen Temperatur, die Gasbildung eine ungenügende sein sollte, so kann man durch heißes Wasser, das man in den Hohlraum *m* des Gefäßmantels Fig. 8 eingießt, das Benzin erwärmen. Außerdem kann man auch, bei kalter Witterung und bei directer Wasserkühlung des Motorencylinders, das aus dem Cylindermantel abfließende warme Wasser ganz oder theilweise durch den Gefäßmantel *M* führen und dadurch die Verdunstung des Benzins befördern. Das warme Wasser wird in diesem Falle durch den Trichter *J* in den Mantel *M* geleitet und tritt durch das Steigrohr bei *T* aus. Durch den Ablasshahn *S* kann der Mantel *M* ganz entleert werden, was namentlich nicht

zu unterlassen ist, wenn die Gefahr naheliegt, dass das Wasser in Folge großer Kälte erfrieren könnte.

4. Hille's Patent-Gasmotor „Saxonia". Auf Taf. LXIX ist in Fig. 1 die Seitenansicht mit dem Schnitt durch das Ausströmungsventil und in Fig. 2 der Horizontalschnitt eines liegenden Motors, auf Taf. LXX in Fig. 1 die Ansicht ebenfalls mit dem Schnitt, das Ausströmungsventil und in Fig. 2 der Verticalschnitt eines stehenden Motors gezeichnet. Der Hille'sche Gasmotor ist ebenfalls eine Viertaktmaschine, wie die vorbesprochenen Otto'schen Gasmotoren, von denen er sich im Wesentlichen durch die Anordnung des Steuerungsschiebers an der Seite des Cylinders und damit im Zusammenhange stehende Art der Hebelbewegung zur Öffnung des Gasregulierventiles und des Ausströmungsventiles unterscheidet.

A ist der behufs Wasserkühlung doppelwandige Cylinder, *B* die Pleuelstange, *C* die gekröpfte Kurbelwelle, *D* das entsprechend schwere Schwungrad, *E* die Riemenscheibe zum Transmissionsantrieb. *a* ist der Einlass- oder Zündcanal für den Eintritt des Explosionsgemenges, *b* die Ausströmungsöffnung für den Abzug der Verbrennungsproducte, *G* der bei ganz eingeschobenem Kolben *F* noch vorhandene Raum im Cylinder für rückständige Verbrennungsproducte. *H* ist der Steuerungsschieber, welcher den Mischcanal *c* und die Zündkammer *d* enthält und von der Schubstange *J* vermittels der Steuerscheibe *M* und der Steuerräder *KL* vom Übersetzungsverhältnisse 2 : 1 hin- und her-, beziehungsweise auf- und abbewegt wird. Der Schieber *H* wird von dem Schieberdeckel *f* mittels Schrauben und Federn gegen seine Gleitfläche dicht angepresst. Im Schieberdeckel befindet sich der Raum *g* verbunden mit der Esse *h* für die Zündflamme und außerdem eine Nut für die Zuleitung des nöthigen Gases in die Kammer *d* für die Vermittlungsflamme. Letztere tritt am Ende der Compressionsperiode vor den Zündcanal *a* und entzündet die comprimierte Ladung im Cylinder, durch welche der Kolben während der Arbeitsperiode nach außen getrieben wird.

Während des Kolbenrückganges drückt die Nase *k* der Steuerscheibe *M* auf den mittels einer Frictionsrolle anliegenden Hebel *N* und öffnet vermittels der Zugstange *l* nebst zugehörigem Ventilhebel das Ausströmungsventil, dessen Gehäuse bei *O* mittels eines Deckels verschlossen und bei O_1 mit einer Flansche versehen ist, an welche das Abzugsrohr für die ausströmenden Verbrennungsproducte angeschraubt wird, wie bei dem liegenden Motor auf Taf. LXIX gezeichnet ist. Die abziehenden Gase

gehen durch den Condensationstopf R und das aufgeschraubte Rohr in's Freie.

Der Kugelregulator P ist durch die in den Zeichnungen ersichtliche Hebelübersetzung mit dem Steuerhebel n derart verbunden, dass dieser bei zu schnellem Gang des Motors seitwärts bewegt wird und somit am Steuerungsdaumen o vorbeigeht, ohne das Regulierventil Z für die Gaseinströmung zu öffnen, worauf das Gasregulierventil Z so lange geschlossen bleibt, bis der Motor wieder seine normale Umdrehungszahl erlangt hat, wonach der Steuerhebel n wieder auf den Daumen o aufläuft. Diese patentierte Reguliervorrichtung läßt nur äußerst geringe Schwankungen der Geschwindigkeit der Maschine zu. Durch den Hahn Q, welcher mittels des Handgriffes h_1 geöffnet und geschlossen wird, erfolgt der Gaseintritt zum Regulierventil und der Abschluss der Gaszuleitung nach Abstellung des Gasmotors.

Die Hille'schen Gasmotoren werden, wie hier gezeichnet, in liegender und stehender Construction, und auch zwei- und viercylindrig gebaut.

VIII. Die Heißluftmaschinen.

1. Zweck und Arten der Heißluftmaschinen. Die Heißluftmaschinen, auch calorische Maschinen genannt, kommen als Motoren für das Kleingewerbe in Betracht und würden dieses Gebiet unbestritten in allen jenen Fällen behaupten, in welchen weder Wasserkräfte noch Gasanstalten vorhanden sind und somit nur die Wahl übrig ist, zwischen einer Dampfmaschine oder einem anderen auf die Ausnützung der Heizkraft der Brennstoffe gegründeten Motor für das Kleingewerbe, welcher einen Dampfkessel nicht erfordert.

Auf dem Gebiete der Heißluftmaschinen sieht es aber im Maschinenbau recht traurig aus, indem von den älteren Constructionen allein die Lehmann'sche Heißluftmaschine gegenwärtig noch gebaut wird, während die neueren auf größere Einfachheit abzielenden Constructionen sämmtlich vom Schauplatze des Maschinenbaues wieder verschwunden sind, weil sie den an sie gestellten Anforderungen nicht in ausreichendem Maße entsprechen konnten. Es ist aber auch gar nicht die Aussicht vorhanden, dass sich dieses Verhältnis in allernächster Zeit ändern werde, da die anderen bereits in den früheren Capiteln vorgeführten Motoren für das

Kleingewerbe, nämlich: Kleine Dampfmotoren, Wassermotoren und ganz besonders die Gasmotoren, bereits in einer Vollkommenheit gebaut werden, die sehr hohen Anforderungen entspricht und hierdurch der Kleingewerbebetrieb zu Anforderungen veranlasst ist, welchen die Heißluftmaschine kaum je zu entsprechen im Stande sein wird.

2. Haupttheile der Lehmann'schen Heißluftmaschine.*) Diese Maschine ist in Fig. 190, Text, in einer schematischen Ausführung gezeichnet, welche den Zusammenhang ihrer Theile und deren Bewegungsart auf einen Blick erkennen läßt. Ihre Haupttheile sind in dieser Figur bezeichnet und deren Benennungen beigesetzt.

Die Bewegungsrichtung der Maschinenkurbel Oa und der Steuerkurbel Oc ist durch einen Pfeil angedeutet. Die Steuerkurbel ist gegen die Maschinenkurbel um den Winkel δ vorgekeilt. Die Hebelübersetzung vom Arbeitskolben auf die Maschinenkurbel ist $Bb : Bp = 2 : 1$ und der Hub des Verdrängers ungefähr 1,5 mal so groß als der Hub des Arbeitskolbens.

Der Arbeitskolben, welcher sich in dem vorderen, durch das im Mantelraum M circulierende Kühlwasser abgekühlten Theil des Cylinders

---

*) Nachstehende Tabelle enthält die Hauptdimensionen dieser gegenwärtig ausschließlich von der Berlin-Anhaltischen Maschinenbau-Actiengesellschaft in Dessau gebauten Maschinen.

Tabelle der Lehmann'schen Heißluftmaschine.

Leistung der Maschine in Pferdestärken bei normaler Rothglut des Feuertopfes	$^1/_{12}$	$^1/_2$	1	$1^1/_4$	2	$2^1/_2$	$3^1/_2$	5
Durchmesser der Antriebriemenscheibe in Millim.	235	314	470	550	628	785	835	940
Minutliche Umdrehungszahl	120	100	100	90	90	80	80	60
Ungefähres Gewicht in Kilogramm	200	600	1050	1650	2500	3000	3200	4000
Leistung der Maschine in Pferdestärken, wenn der Feuertopf nur dunkelroth ist.	—	$^1/_3$	$^3/_4$	1	$1^1/_2$	2	3	4

Anmerkung. Die $^1/_{12}$ PS Maschine dient für Laboratoriumszwecke.

bewegt, ist in den Cylinder luftdicht eingepaſst und mittels eines Lederstulpes abgedichtet, welcher sich bei einem äußeren Überdruck der Luft öffnet, und somit der äußeren Luft den Eintritt in den Cylinder gestattet, aber bei innerem Überdruck dichten Abschluſs bewirkt.

Zufluſs des von der Kühlwasserpumpe gelieferten Kühlwassers.

Fig. 190. Lehmann'sche Heißluftmaschine.

A Arbeitskolben.
V Verdränger.
D Durchmesser des Arbeitskolbens.
D_1 Durchmesser des Verdrängers.
m Luftaustrittsmündung des Lufthahnes.
$Oa = R$ Halbmesser der Maschinenkurbel, welche mittels der Schubstange *ab*, Hebel *bB* und Schubstangen *pq* vom Arbeitskolben *A* getrieben wird.
$Oc = r$ Halbmesser der Steuerungskurbel, von welcher mittels der Schubstange *cd*, Hebel *dC* und *Ce* und Schubstange *ef*, die Kolbenstange *fg* des Verdrängers *V* und hiemit der Verdränger selbst hin und her bewegt wird.
L Lederstulp zur Abdichtung des Arbeitskolbens gegen inneren Druck.
MM Mantel für das Kühlwasser.
Oa Maschinenkurbel.
ac Gegenkurbel.
T Tragrolle für den Verdränger.
E Eiserner Feuertopf.
Z Eisernes Zwischenstück.
F Feuerraum.
K Rauchklappe.
S Schornstein.
W Warmwasser-Abfluſsrohr.
P Antriebriemenscheibe.
Q Schwungrad.
JJ_1 Riemen zur Kraftübertragung auf die Transmissionswelle.

Der Cylinder, in welchem sich der Arbeitskolben *A* und der Verdränger *V* bewegt, ist rechts offen und links durch den Feuertopf *E* geschlossen; letzterer ist an das Zwischenstück *Z* angeschlossen. Die Kolbenstange *fg* des Verdrängers geht bei *q* durch eine Stopfbüchse in der Nabe des

Arbeitskolbens und trägt am Ende bei g mittels einer Scheibe den Verdränger, V. Zu beiden Seiten dieser Stopfbüchse sind sich gegenüber zwei Schub stangen pq vorhanden, welche bei p in den gegabelten Hebel Bb eingreifen. Die Kolbenstange fg des Verdrängers aber ist durch die Schubstange ef mit dem einen Arme eC des Winkelhebels eCd verbunden, an dessen zweitem Arm Cd die Schubstange cd von der Gegenkurbel ac angreift.

Vom Feuerraum F, welcher einer Schüttfeuerung angehört, ziehen die Heizgase in der durch die Pfeile angedeuteten Richtung um den gußeisernen Feuertopf E herum und bei offener Rauchklappe K in den oben aufgesetzten Blechschornstein, welcher andererseits in einen Kamin mündet durch den die Rauchgase über Dach in die freie Luft entweichen.

In der in Fig. 190, Text, gezeichneten Stellung bewegt sich der Verdränger V in der Pfeilrichtung nach rechts. Die zwischen dem Arbeitskolben A vom Durchmesser D und dem aus Eisenblech hergestellten, auf der losen Tragrolle T gelagerten Verdränger V von kleinerem Durchmesser D_1 enthaltene Luft wird hierbei durch den Spielraum zwischen dem Verdränger und der Cylinderwandung nach rückwärts in den Feuertopf getrieben und dort erhitzt. Vermöge ihrer sich hierbei steigernden Spannung drückt diese Luft durch Vermittlung der dazwischen befindlichen kalten Luft auf den Arbeitskolben. Es bewegt sich somit auch der Arbeitskolben in der Pfeilrichtung nach rechts, indem er hierbei durch die Schubstangen qp, Hebel pB und Bb und Zugstange ba die Maschinenkurbel Oa in der Pfeilrichtung im Kreise bewegt und hierbei Arbeit auf die Schwungradwelle überträgt.

Ein Theil dieser Arbeit wird sofort durch die Antriebriemenscheibe P mittels des Riemens JJ auf die Transmission übertragen, der Rest aber von dem schweren Schwungrad Q aufgesammelt, um nach Vollendung des Hubes des Arbeitskolbens nach rechts, den Arbeitskolben wieder an sein Hubende nach links zurückzuführen.

Es beginnt nämlich der Verdränger schon seinen Rückgang, in Fig. 190, Text, von rechts nach links, ehe noch der Arbeitskolben am Hubende rechts angekommen ist, und treibt hierbei die heiße Luft aus dem Feuertopf E durch den Zwischenraum zwischen dem Verdränger und der Cylinderwand nach rechts, in den sich gleichzeitig zwischen dem schon nach links gehenden Verdränger und dem noch nach rechts gehenden Arbeitskolben entstehenden Raum, wobei noch Arbeitsdruck auf den Arbeitskolben ausgeübt

wird, bis dieser an seinem Hubende rechts angelangt ist. Es gelangt nun der Verdräuger mehr und mehr nach links und verdrängt die Luft aus dem Feuertopf, indem er sie in den vom Wasser im Mantelraum M gekühlten Theil dcs Cylinders zwischen Verdränger und Arbeitskolben treibt. Während nun bei dieser Bewegung des Verdrängers die Luft zwischen A und V abgekühlt wird, vollführt zugleich der Arbeitskolben A seinen Linksgang, indem er hierbei vom Schwungrad Q mittels der Kurbel Oa, Schubstange ab, Hebel bB, Bp und Schubstange pq bewegt wird. Ehe aber noch der Arbeitskolben am linken Hubende angelangt ist, beginnt schon wieder der Verdränger seinen Rechtsgang und es wird, bis der Arbeitskolben am linken Hubende angelangt ist, das ganze Volumen der im Cylinder vorhandenen nunmehr abgekühlten Luft nahezu auf die Hälfte reduciert. Es folgt hieraus eine Compression der kalten Luft auf nahezu das Doppelte ihrer Anfangsspannung, wozu die Arbeit ebenfalls wieder der im Schwungrade angesammelten entnommen wird. Da sich nun die Luft bei der Erhitzung im Feuertopfe in dem Maße ihrer Temperaturerhöhung ausdehnt und somit ihre Spannung trotz der vor sich gehenden Volumsvergrößerung beibehält oder noch vergrößert, so steht die durch diese Ausdehnung zu Stande gebrachte Arbeit der negativen Arbeit gegenüber, welche das Schwungrad zur Compression mittels des Arbeitskolbens gebraucht und es bleibt als wirksame Arbeit jene der durch die Temperaturerhöhung bewirkten Ausdehnung der Luft übrig.

Die zwischen A und V comprimierte Luft strömt also beim weiteren Rechtsgang des Verdrängers durch den Spielraum zwischen dem Verdränger und der Cylinderwand in den Feuertopf, wird dort erhitzt und in ihrer Spannung erhöht und es gelangen endlich wieder die beiden Kolben in die in Fig. 190, Text, gezeichnete Stellung, wonach ein neues Spiel beginnt.

Es ist noch zu bemerken, dass sich der Arbeitskolben in dem kältesten Theil des Cylinders bewegt und auch die Luft, welche auf ihn drückt, zunächst den kalten Theil des Cylinders bestreichen muss, ehe sie an den Kolben kommt, dass also die heiße Luft nur indirect auf den Arbeitskolben drücken kann, indem sie die vor dem Arbeitskolben befindliche kalte Luft zusammendrückt und hierdurch den Arbeitskolben vorschiebt. Es ist dies ein Vorzug dieser Maschine, indem hierdurch die Abdichtung des Arbeitskolbens durch einen Lederstulp ermöglicht ist, welcher blos Schmierung mit Talg erfordert und erst dann der Erneuerung bedarf, wenn er in Folge der Abnützung durch die Reibung schadhaft geworden ist.

Zur Regulierung des Ganges dient ein, in Fig. 190, Text, weggelassener Centrifugal-Regulator. Derselbe zieht mittels eines Hebelwerkes eine Bremse an, welche die überschüssige Arbeit abbremst und somit nicht zur Wirkung gelangen läßt. Das Abstellen der Maschine geschieht ebenfalls mittels dieser Bremse, indem dieselbe durch einen Handhebel gegen das Schwungrad angedrückt wird.

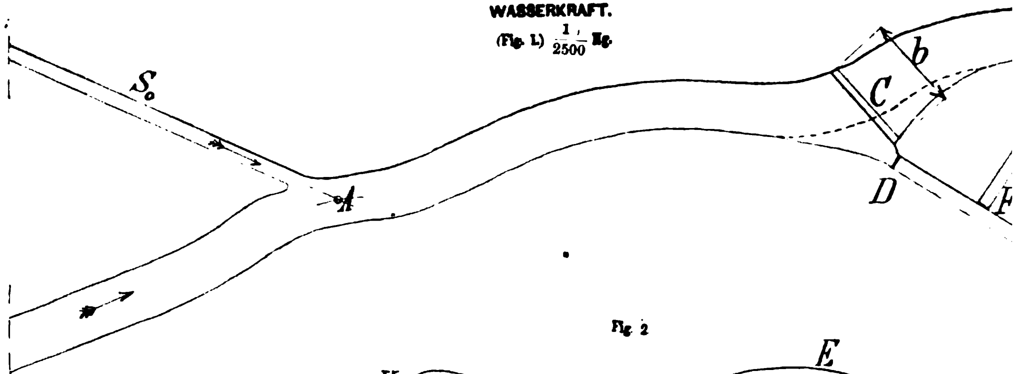
Zum Auslassen der Luft nach dem Abstellen ist bei *m* ein Hahn oben am Cylinder oder ein Hahn an der Außenseite des Arbeitskolbens vorhanden.

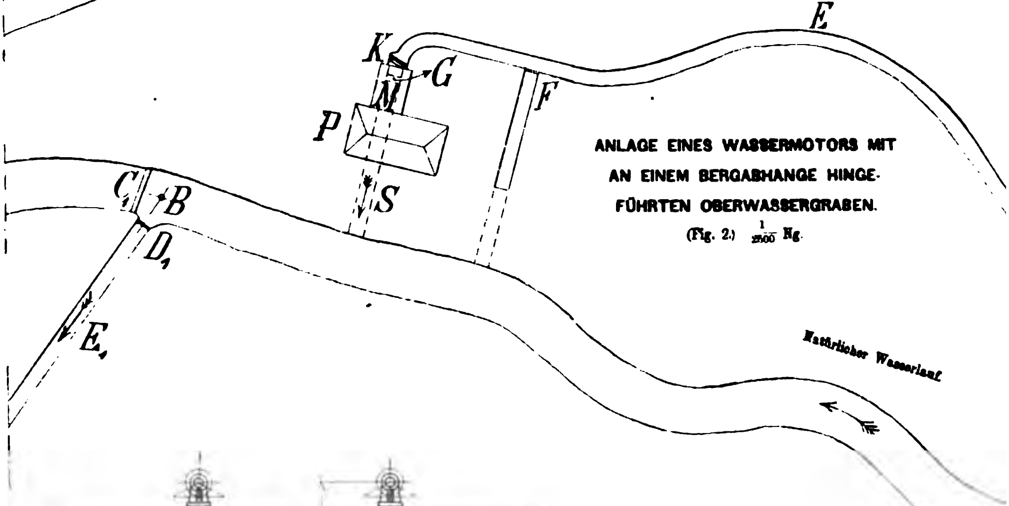
Während des Arbeitsganges ist dieser Hahn geschlossen und es arbeitet somit die Lehmann'sche Heißluftmaschine stets mit derselben im Cylinder eingeschlossenen Luftmenge. Man nennt sie deshalb auch eine geschlossene calorische Maschine im Gegensatz zu anderen Maschinen, bei welchen für jeden Kolbenhub aus der äußeren atmosphärischen Luft eine bestimmte Menge frischer Luft zur Erhitzung entnommen wird und die ausgenützte Luft ebenfalls nach jedem Kolbenhub wieder aus dem Cylinder in die freie Luft entweicht, welche offene calorische Maschinen genannt werden.

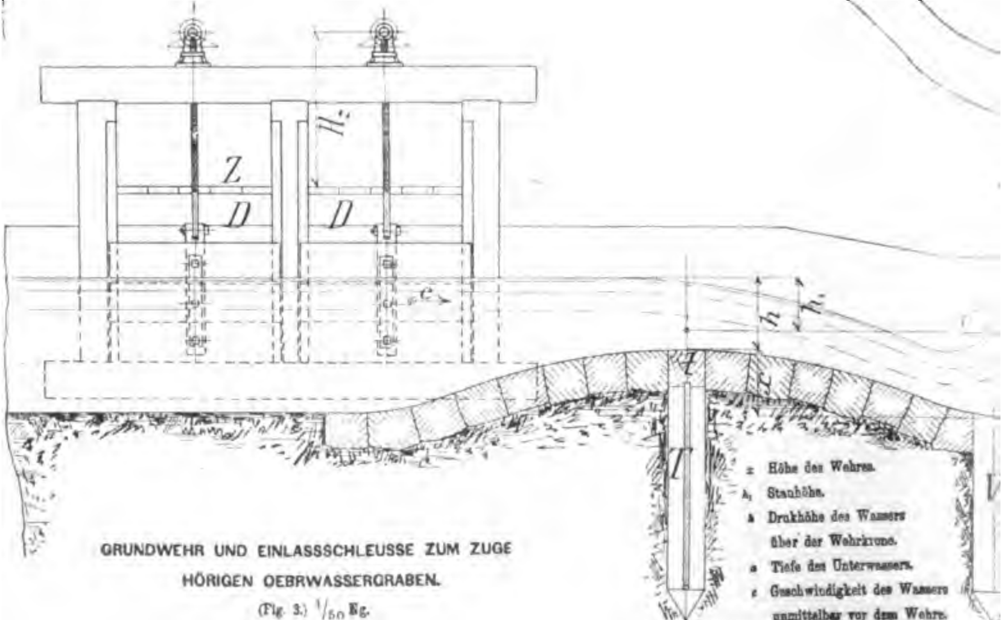
Literaturnachweis.

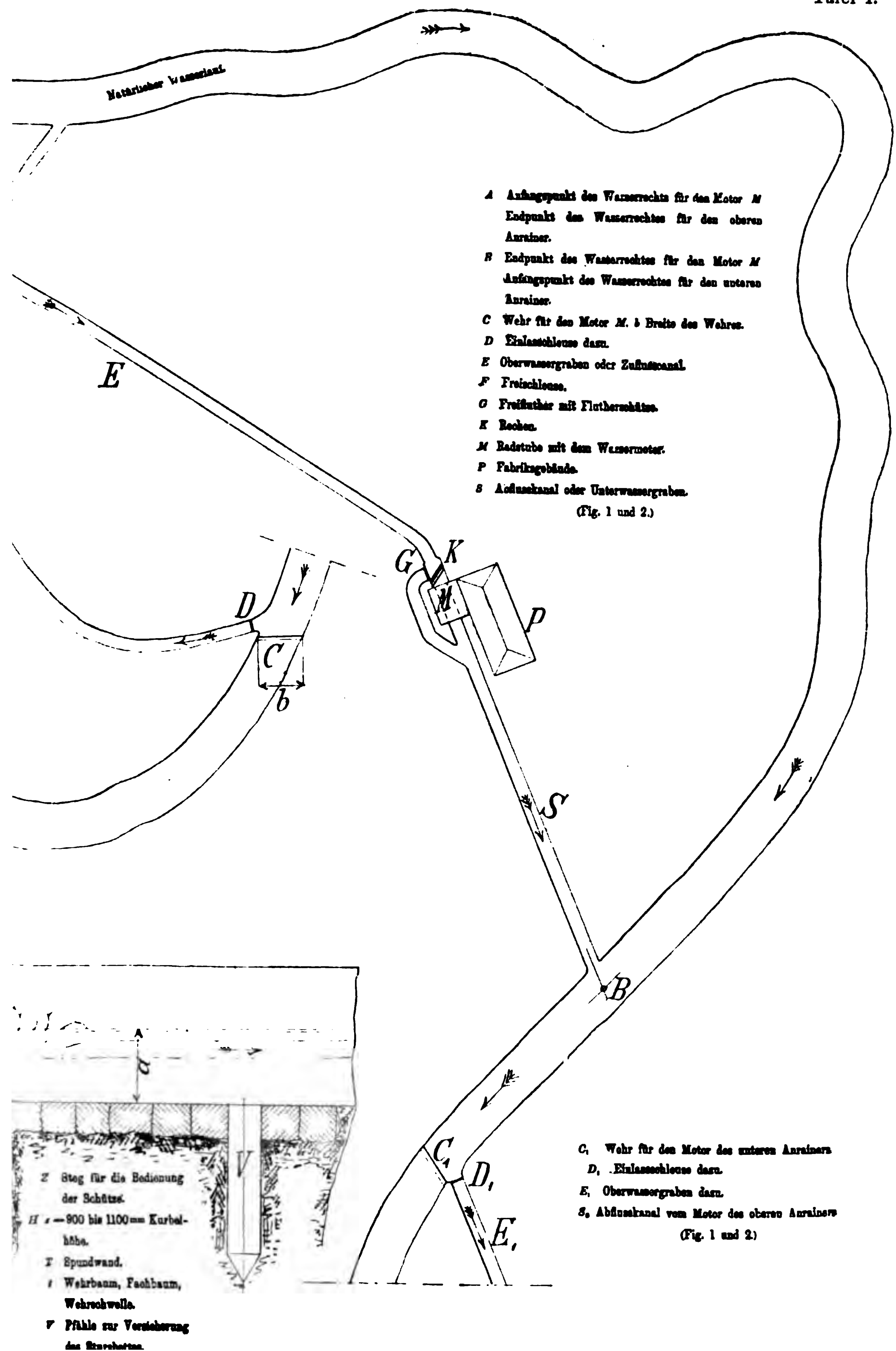
Annalen für Gewerbe und Bauwesen. Berlin.
Bach, Die Wasserräder. Stuttgart.
Blaha, Die Steuerungen der Dampfmaschinen. Berlin.
Dingler's polytechnisches Journal.
Engineering, Zeitschrift.
Fliegner, Die Umsteuerungen der Locomotiven. Zürich.
Hart, Constructionen aus dem Maschinenbau: Wasserräder und Turbinen. Heidelberg.
Hrabak, Hilfsbuch für Dampfmaschinentechniker. Berlin.
Hütte, Des Ingenieurs Taschenbuch. Berlin.
Marin-Böck, Maschinenlehre. Brünn.
Meißner, Die Hydraulik und die hydraulischen Motoren. Jena.
Musil, Die Motoren für das Kleingewerbe. Braunschweig.
Pechan, Leitfaden des Dampfbetriebes. 3. Auflage. Reichenberg.
— — Leitfaden des Maschinenbaues. Erste Abtheilung. Maschinen zur Ortsveränderung. 2. Auflage. Reichenberg.
— — Maschinen zur Bearbeitung der Metalle. Officieller Bericht über die Weltausstellung in Paris 1878. Wien.
Queva & Co., Die Lehmann'sche Turbine.
Radinger, Die Motoren. Officieller Bericht über die Weltausstellung in Wien 1873. Wien.
— — Dampfkessel. Officieller Bericht über die Weltausstellung in Wien 1873. Wien.
— — Dampfkessel und deren Ausrüstung in den Vereinigten Staaten von Nord-Amerika. Officieller Bericht über die Weltausstellung in Philadelphia 1876. Wien.
— — Dampfmaschinen und Transmissionen in den Vereinigten Staaten von Nord-Amerika. Officieller Bericht über die Weltausstellung in Philadelphia 1876. Wien.
Redtenbacher, Der Maschinenbau. Mannheim.
— — Theorie und Bau der Wasserräder. Mannheim.
— — Theorie und Bau der Turbine. Mannheim.
Redtenbacher-Grashof, Resultate für den Maschinenbau. Heidelberg.
v. Reiche, Die Gesetze des Turbinenbaues. Leipzig.
— — Der Dampfmaschinen-Constructeur. Aachen.
— — Versuche auf der Gewerbeausstellung in Düsseldorf.
— — Anlage und Betrieb der Dampfkessel.
Reuleaux, Der Constructeur. Braunschweig.
Riedler, Dampfmaschinen. Officieller Bericht über die Weltausstellung in Paris 1878. Wien.

Rühlmann, Allgemeine Maschinenlehre. Braunschweig.
— — Hydromechanik. Hannover.
Seemann, Die Müller'schen Schieber-Diagramme. München.
Schepp, Die Haupttheile der Locomotiv-Dampfmaschinen. Heidelberg.
Technische Mittheilungen von der Weltausstellung in Paris 1878. Sonderabdruck aus Dingler's polytechnischem Journal. Stuttgart und Augsburg.
Uhland, Handbuch für den praktischen Maschinenconstructeur. Leipzig.
— — Der praktische Maschinenconstructeur. Leipzig.
— — Skizzenbuch für den praktischen Maschinenconstructeur. Leipzig.
— — Kalender für Maschinen-Ingenieure. Leipzig.
Weisbach-Herrmann, Lehrbuch der Ingenieur- und Maschinen-Mechanik. Braunschweig.
Weisbach-Reuleaux-Querfurth, Weisbach's Ingenieur. Braunschweig.
Wenzelides, Hilfsmaschinen und Werkzeuge zur Bearbeitung der Metalle. Officieller Bericht über die Weltausstellung in Philadelphia 1876. Wien.
Werner, Theorie der Turbinen. Berlin.
Zeitschrift der Dampfkessel-Untersuchungs- und Versicherungs-Gesellschaft a. G. Wien.
Zeitschrift des österreichischen Ingenieur- und Architecten-Vereines in Wien.
Zeitschrift des Vereines deutscher Ingenieure.


WEHRE UND CANÄLE MIT GERADER TRACE EINER ZUM
BETRIEBE VON WASSERMOTOREN AUSGENÜTZTEN
WASSERKRAFT.
(Fig. 1) 1/2500 Ng.
Fig. 1
S
A
b
C
D


Fig. 2
K
G
M
P
S
F
E
C
B
D
E
ANLAGE EINES WASSERMOTORS MIT
AN EINEM BERGABHANGE HINGE-
FÜHRTEN OBERWASSERGRABEN.
(Fig. 2) 1/2500 Ng.
Natürlicher Wasserlauf


Z
D
D
h
GRUNDWEHR UND EINLASSSCHLEUSSE ZUM ZUGE
HÖRIGEN OEBRWASSERGRABEN.
(Fig. 3.) 1/50 Ng.
z Höhe des Wehres.
h_1 Stauhöhe.
h Drukhöhe des Wassers
über der Wehrkrone.
a Tiefe des Unterwassers.
c Geschwindigkeit des Wassers
unmittelbar vor dem Wehre.
D Einlassschleuse mit zu
Schützenöffnungen.


Natürlicher Wasserlauf
A Anfangspunkt des Wasserrechts für den Motor M
Endpunkt des Wasserrechtes für den oberen Anrainer.
B Endpunkt des Wasserrechtes für den Motor M
Anfangspunkt des Wasserrechtes für den unteren Anrainer.
C Wehr für den Motor M. b Breite des Wehres.
D Einlassschleuse dazu.
E Oberwassergraben oder Zuflusscanal.
F Freischleuse.
G Freifluther mit Flutherschütze.
K Rechen.
M Radstube mit dem Wassermotor.
P Fabriksgebäude.
S Abflusskanal oder Unterwassergraben.
(Fig. 1 und 2.)
E
G
K
M
P
D
C
b
S
B
C1
D1
E1
C1 Wehr für den Motor des unteren Anrainers
D1 Einlassschleuse dazu.
E1 Oberwassergraben dazu.
S0 Abflusskanal vom Motor des oberen Anrainers
(Fig. 1 und 2.)
a
V
Z Steg für die Bedienung der Schütze.
H = 900 bis 1100mm Kurbelhöhe.
T Spundwand.
t Wehrbaum, Fachbaum, Wehrschwelle.
V Pfähle zur Versicherung

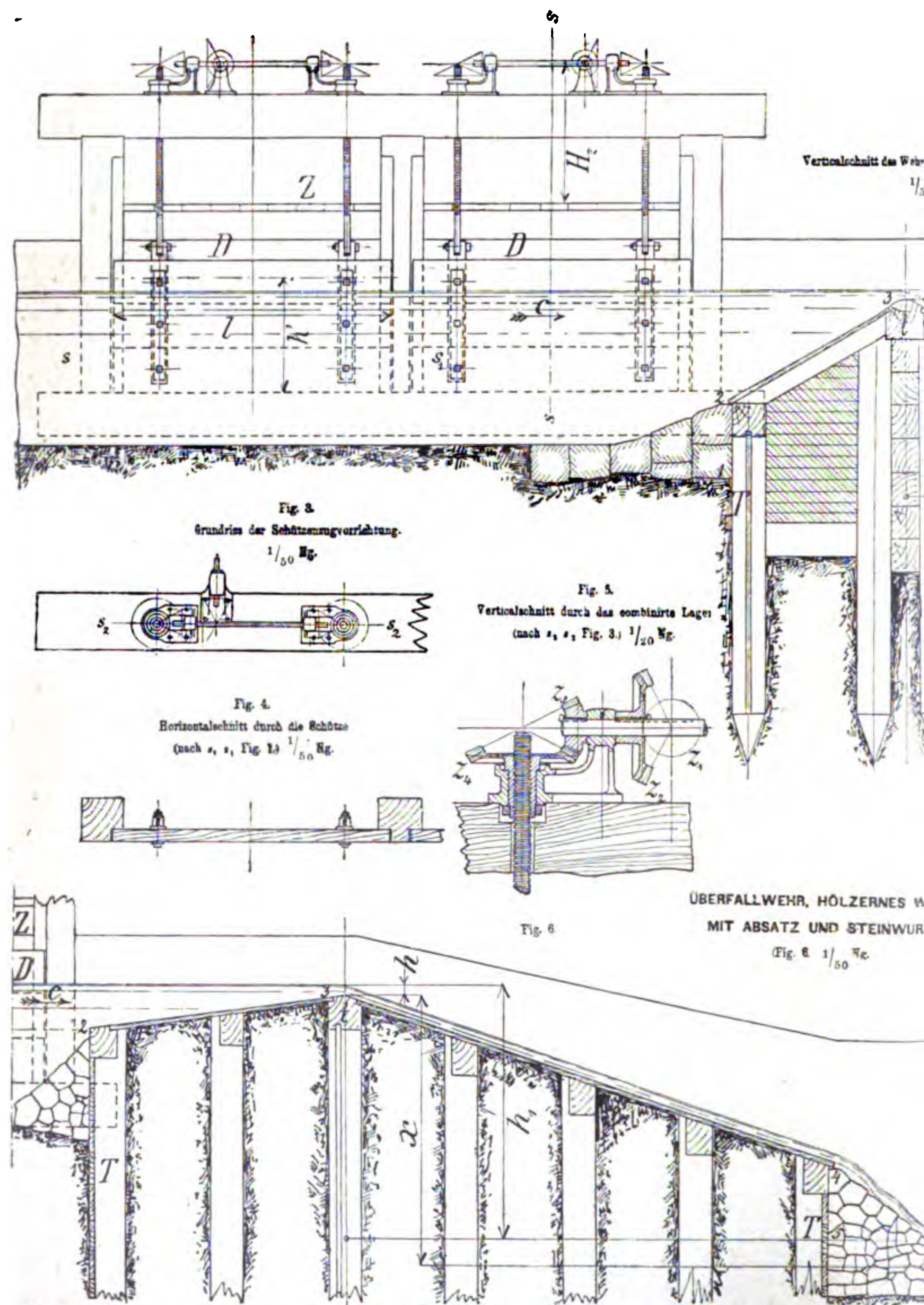


Fig. 3.
Grundriss der Schützenzugvorrichtung.
$^1/_{50}$ Ng.

Fig. 4.
Horizontalschnitt durch die Schütze
(nach s_1 s_1 Fig. 1.) $^1/_{50}$ Ng.

Fig. 5.
Verticalschnitt durch das combinirte Lager
(nach s_2 s_2 Fig. 3.) $^1/_{20}$ Ng.

Fig. 6.

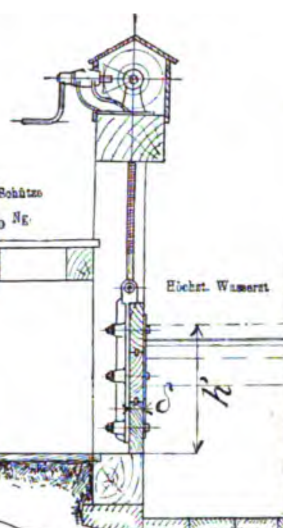
ÜBERFALLWEHR, HÖLZERNES W
MIT ABSATZ UND STEINWUR
(Fig. 6. $^1/_{50}$ Ng.

ÜBERFALLWEHR, HÖLZERNES WEHR UND EINLASSSCHLEUSE ZUM ZUGEHÖRIGEN OBERWASSERGRABEN.

(Fig. 1 bis 5.)

…g. 1.
…und Ansicht der Schleuse.
…Ng.

Fig. 2.
Verticalschnitt durch die Schütze (nach *e e* Fig. 1.) 1/50 Ng.



x Höhe des Wehres.
h_1 Stauhöhe.
h Druckhöhe des Wassers über der Wehrkrone.
a Tiefe des Unterwassers.
c Geschwindigkeit des Wassers unmittelbar vor dem Wehre.
(Fig. 1, 6 und 7.)

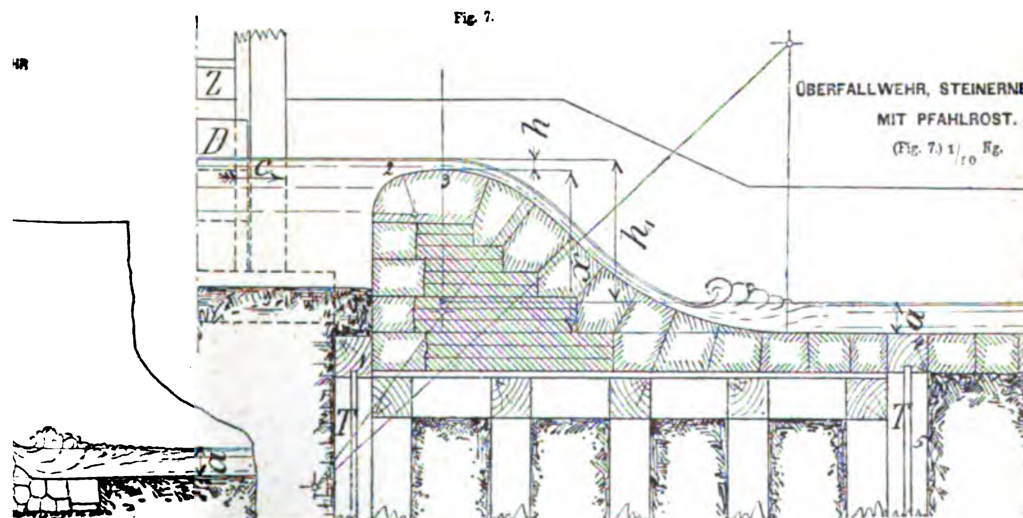
D D Einlassschleuse mit zwei Schützenöffnungen.
Z Steg für die Bedienung der Schütze.
Hz = 900 bis 1100 mm Kurbelhöhe.
T T Spundwände.
t Wehrbaum, Fachbaum, Wehrschwelle, Überfallschwelle.
V V Pfähle zur Versicherung des Sturzbettes.

1 2 Brust des Wehres.
2 3 Vordecke, Vorboden.
3 4 Abschlussdecke.
4 5 Rücken.
1 5 Sohle.

h' Grösste Wassertiefe bis zur Schwelle der Schützenöffnung
d Dicke des Schützenbrettes.
l Länge des Schützenbrettes

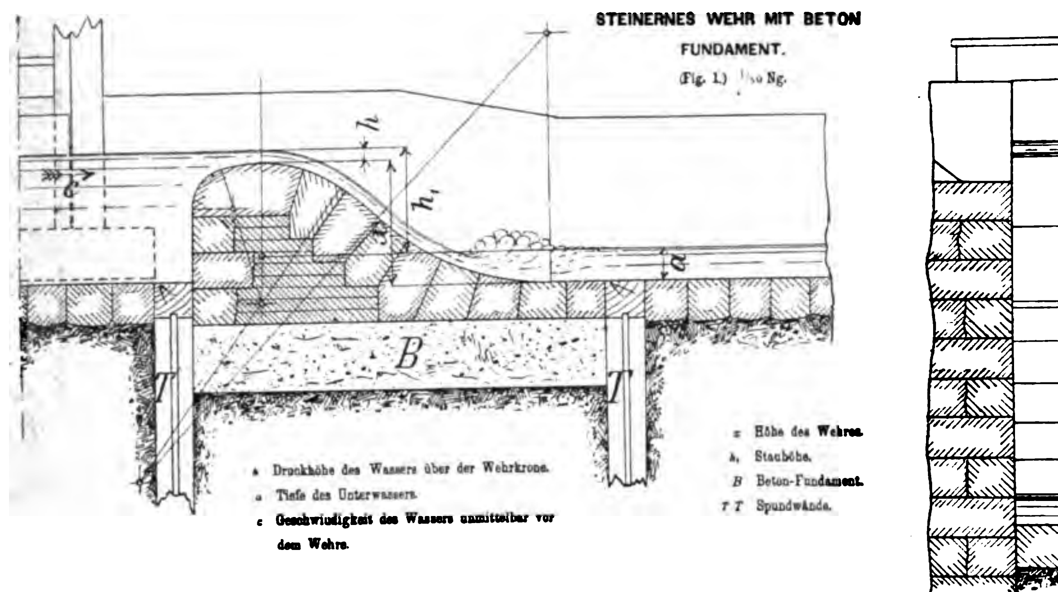
…HR

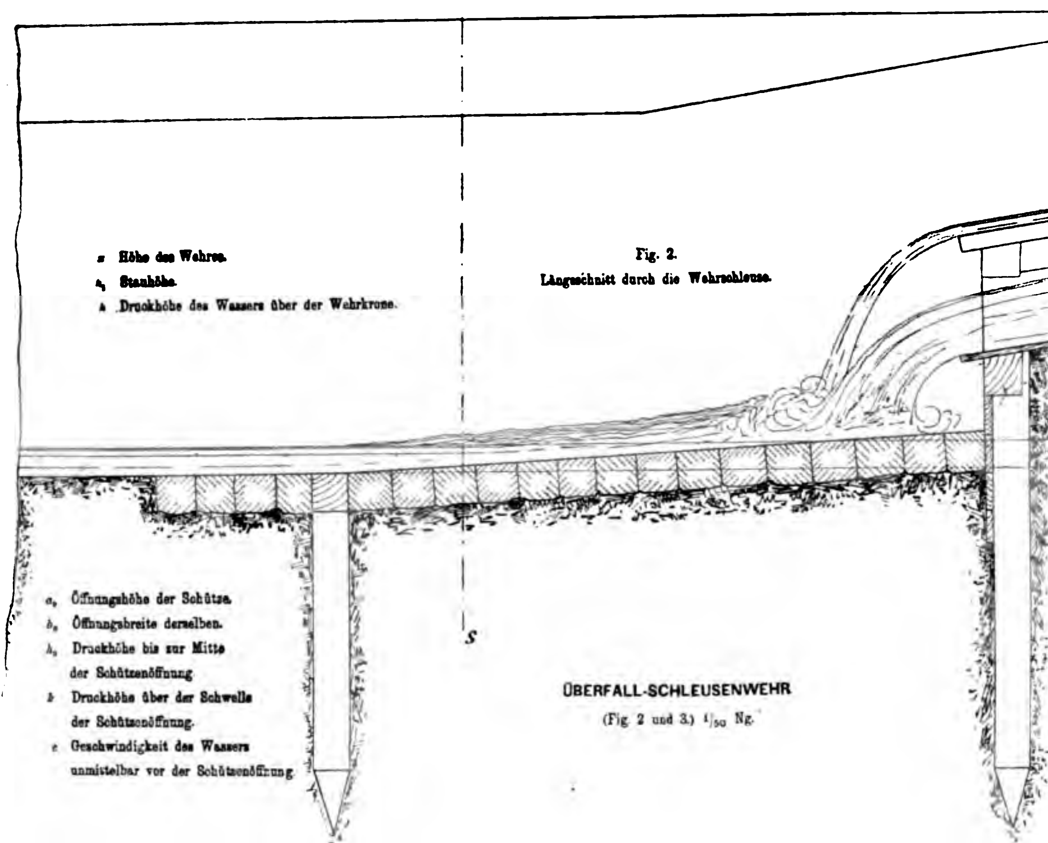
Fig. 7.



ÜBERFALLWEHR, STEINERNES WEHR MIT PFAHLROST.

(Fig. 7.) 1/10 Ng.


Fig. 1.
STEINERNES WEHR MIT BETON FUNDAMENT.
(Fig. 1.) 1/50 Ng.
h
h_1
c
a
B
T
h Druckhöhe des Wassers über der Wehrkrone.
a Tiefe des Unterwassers.
c Geschwindigkeit des Wassers unmittelbar vor dem Wehre.
x Höhe des Wehres.
h_1 Stauhöhe.
B Beton-Fundament.
T T Spundwände.


S
x Höhe des Wehres.
h_1 Stauhöhe.
h Druckhöhe des Wassers über der Wehrkrone.
Fig. 2.
Längsschnitt durch die Wehrschleuse.
a_2 Öffnungshöhe der Schütze.
b_2 Öffnungsbreite derselben.
h_2 Druckhöhe bis zur Mitte der Schützenöffnung.
h Druckhöhe über der Schwelle der Schützenöffnung.
c Geschwindigkeit des Wassers unmittelbar vor der Schützenöffnung.
S
ÜBERFALL-SCHLEUSENWEHR
(Fig. 2 und 3.) 1/50 Ng.

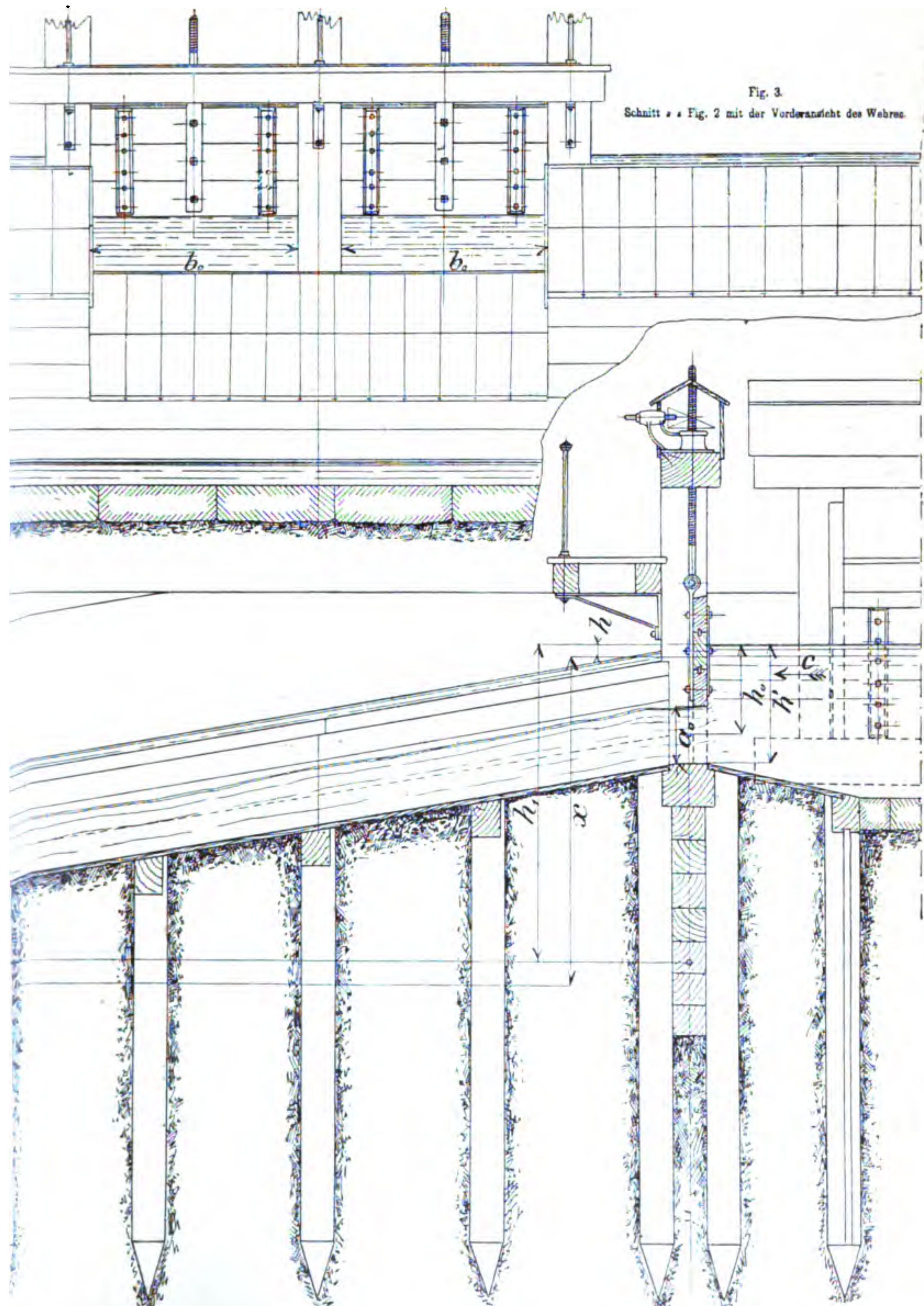
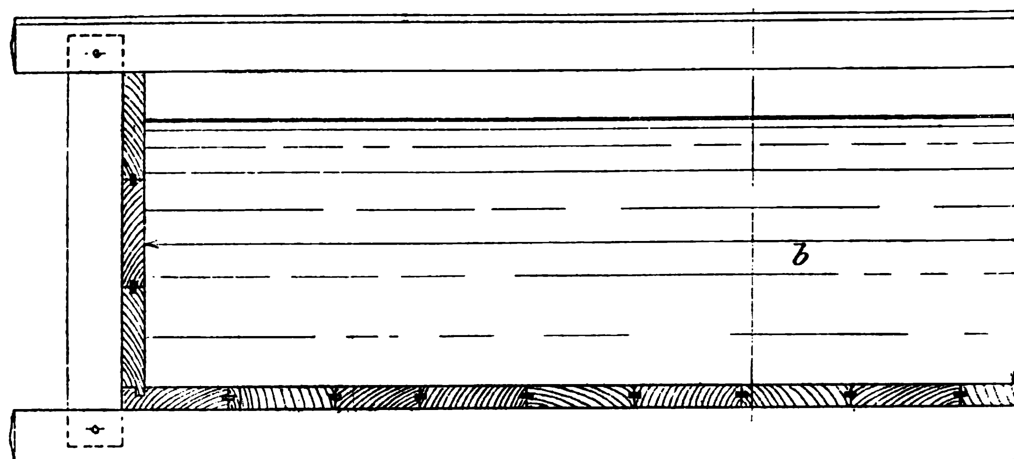
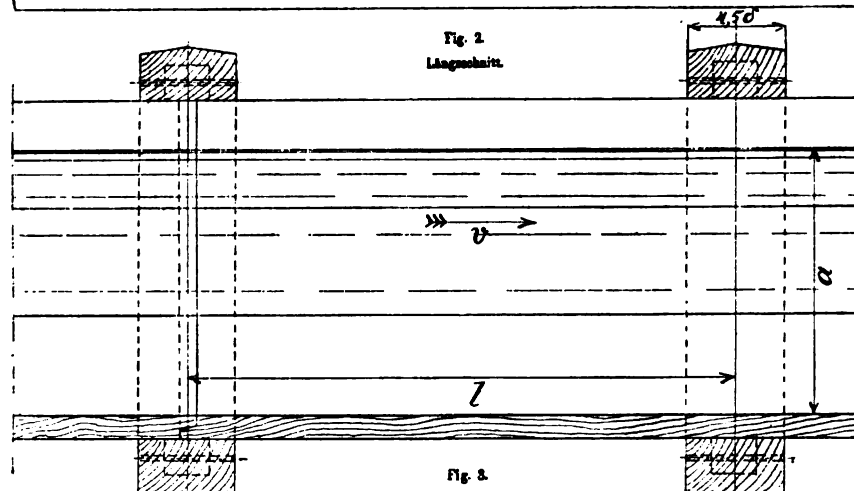


Fig. 3.

Schnitt *s s* Fig. 2 mit der Vorderansicht des Wehres.

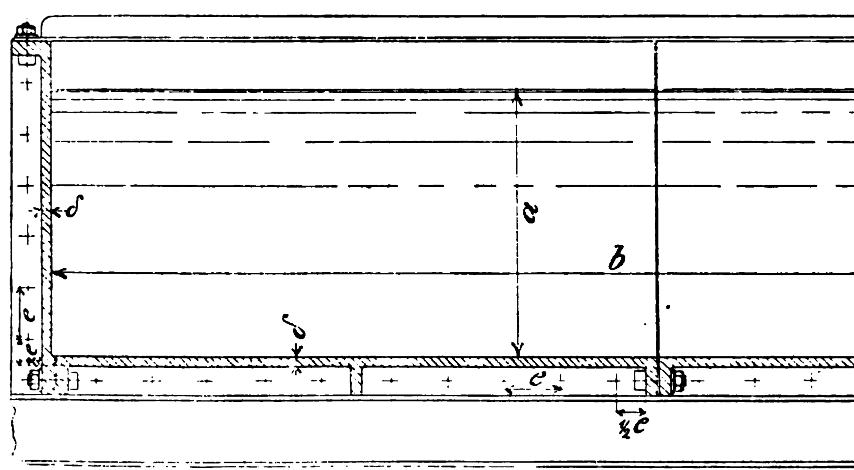
Fig. 1
Querschnitt





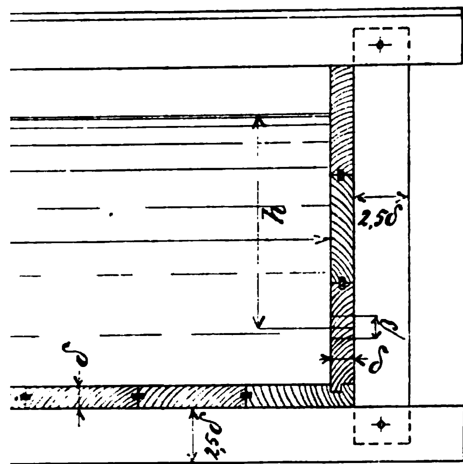
RECHEN.
(Fig. 5 und 6) 1/20

Fig. 3
Querschnitt



CANAL MIT HOLZWANDUNG.

(Fig. 1 und Fig. 2) 1/20 Hg.



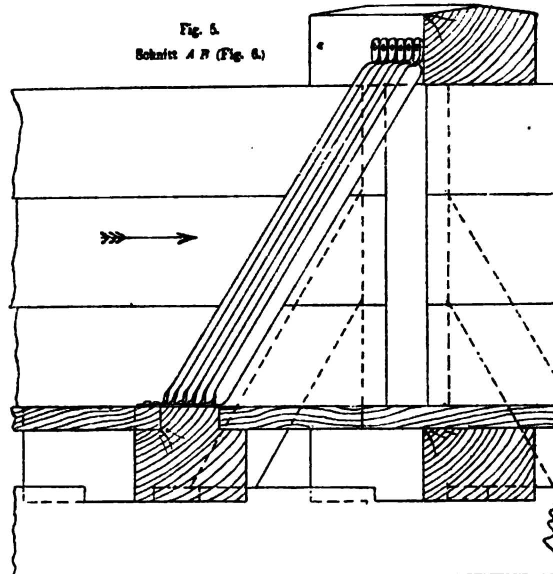

Fig. 5.
Schnitt A B (Fig. 6.)

Fig. 6.

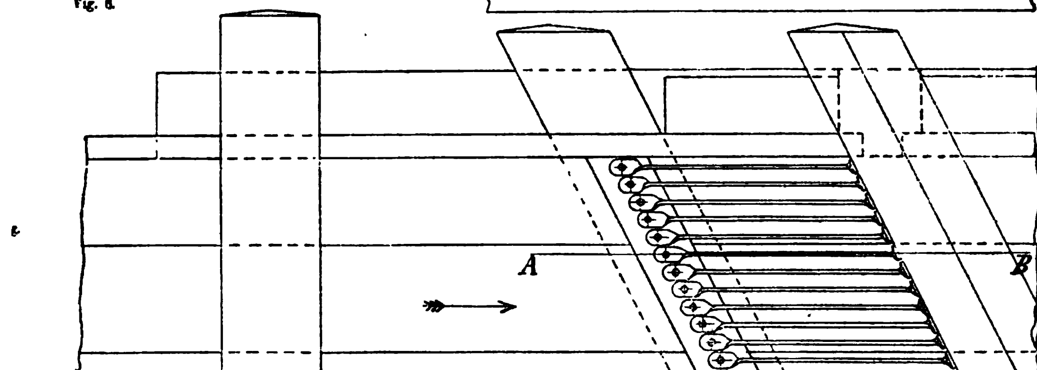
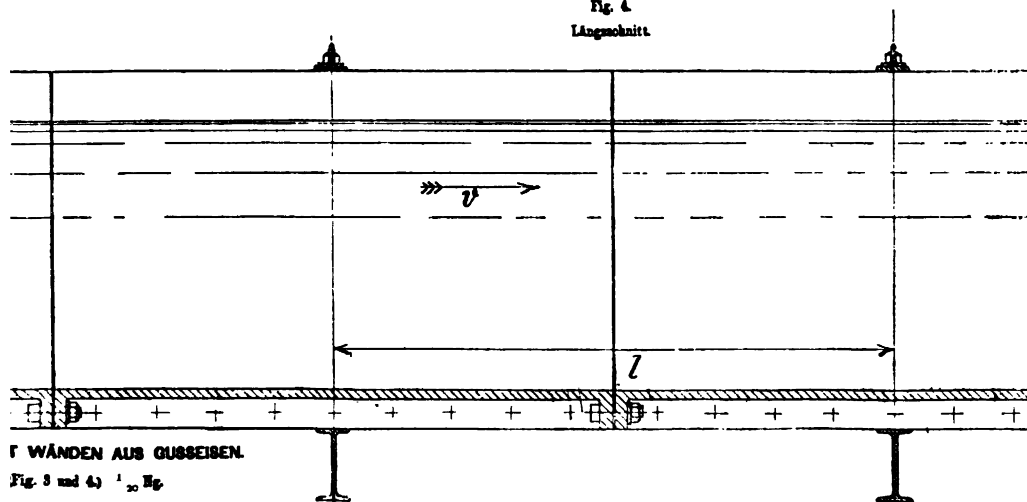
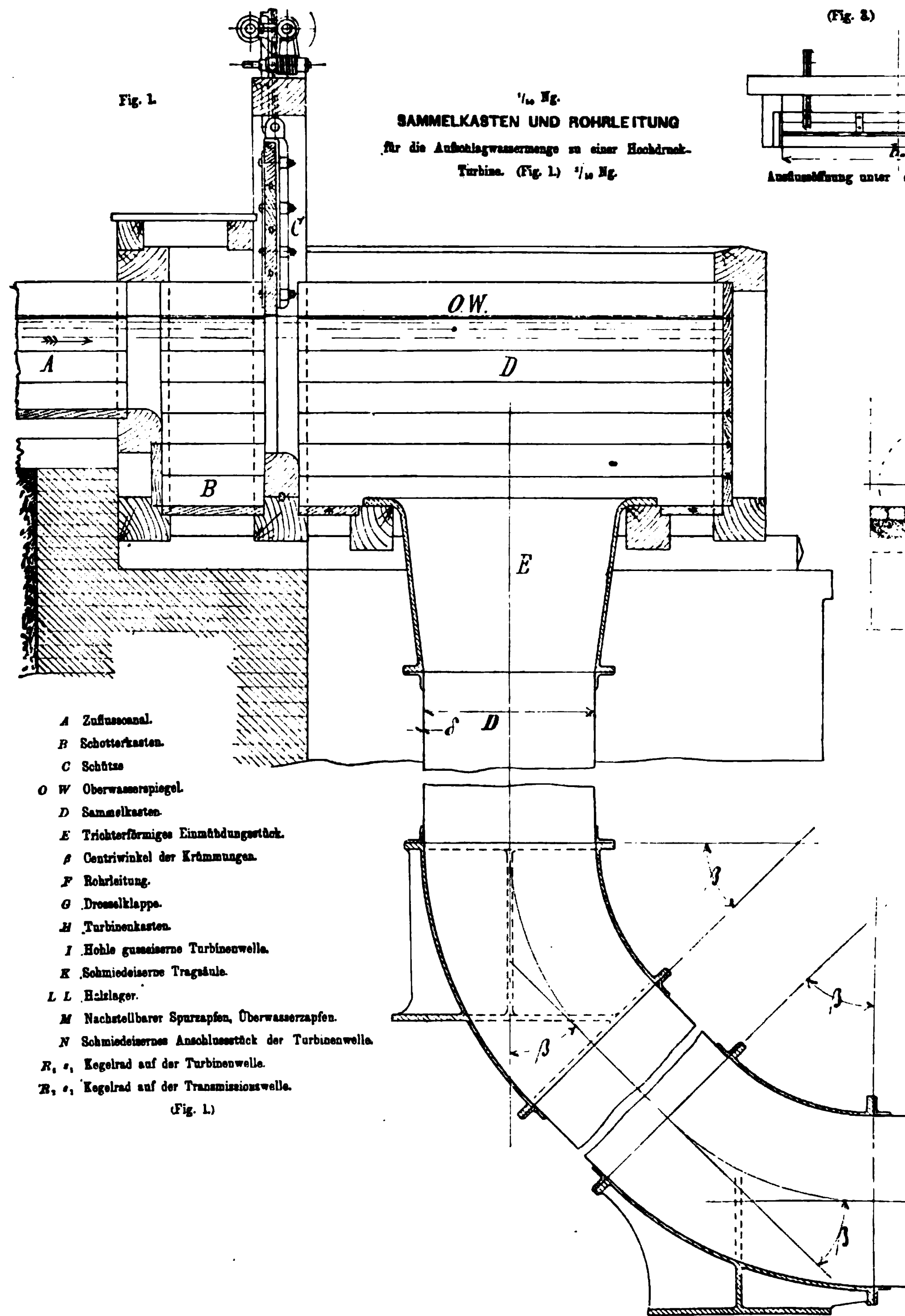


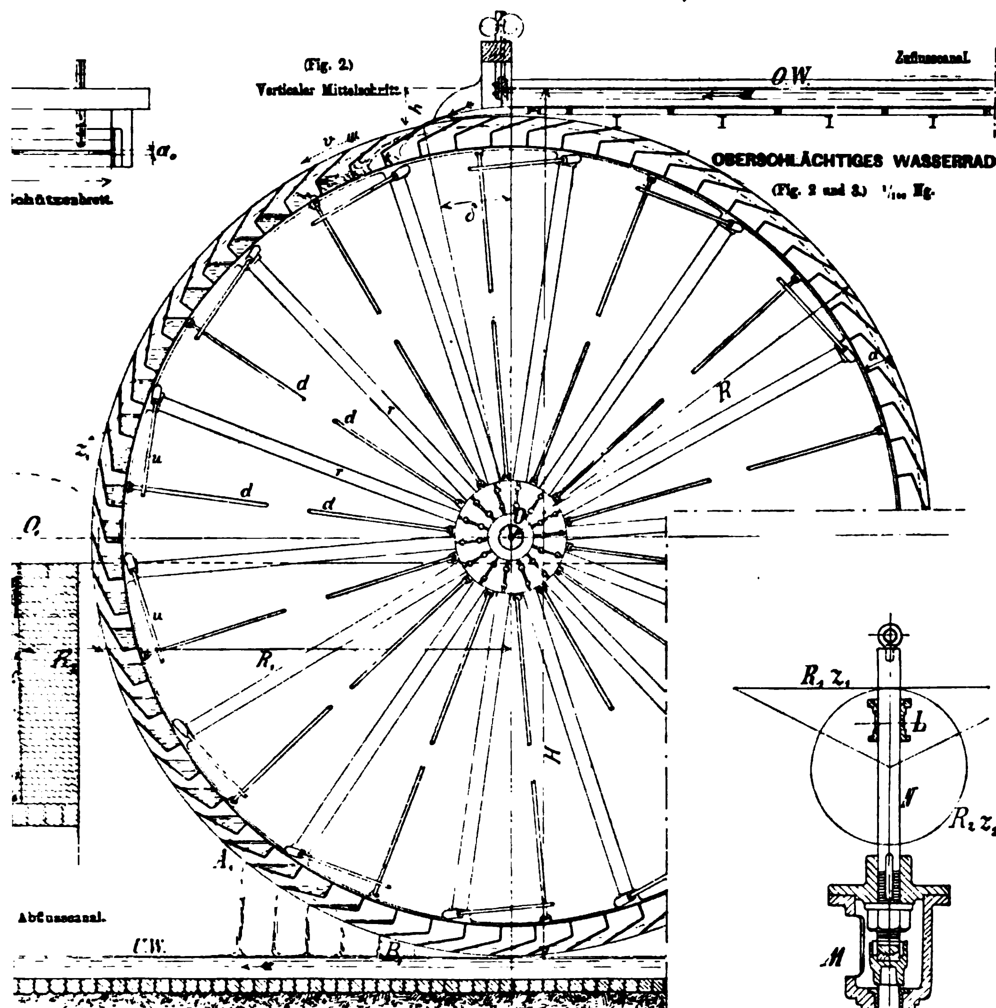
Fig. 4.
Längsschnitt.

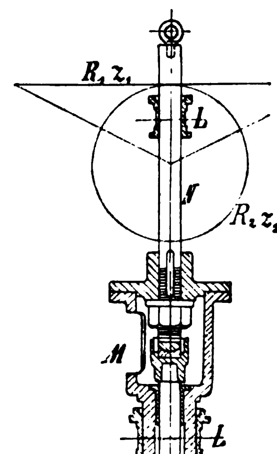


T WÄNDEN AUS GUSSEISEN.

Fig. 3 und 4.) 1/20 Hg.


Fig. 1.
1/10 Ng.
SAMMELKASTEN UND ROHRLEITUNG
für die Aufschlagwassermenge zu einer Hochdruck-Turbine. (Fig. 1.) 1/10 Ng.
(Fig. 2.)
Ausflussöffnung unter
C
O.W.
A
D
B
E
δ
D
β
A Zufusscanal.
B Schotterkasten.
C Schütze
O W Oberwasserspiegel.
D Sammelkasten.
E Trichterförmiges Einmündungsstück.
β Centriwinkel der Krümmungen.
F Rohrleitung.
G Drosselklappe.
H Turbinenkasten.
I Hohle gusseiserne Turbinenwelle.
K Schmiedeiserne Tragsäule.
L L Halslager.
M Nachstellbarer Spurzapfen, Überwasserzapfen.
N Schmiedeisernes Anschlussstück der Turbinenwelle.
R1 z1 Kegelrad auf der Turbinenwelle.
R2 z2 Kegelrad auf der Transmissionswelle.
(Fig. 1.)



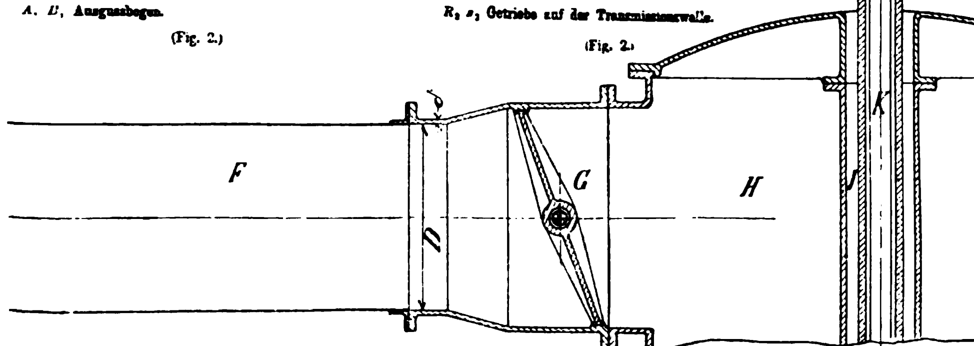


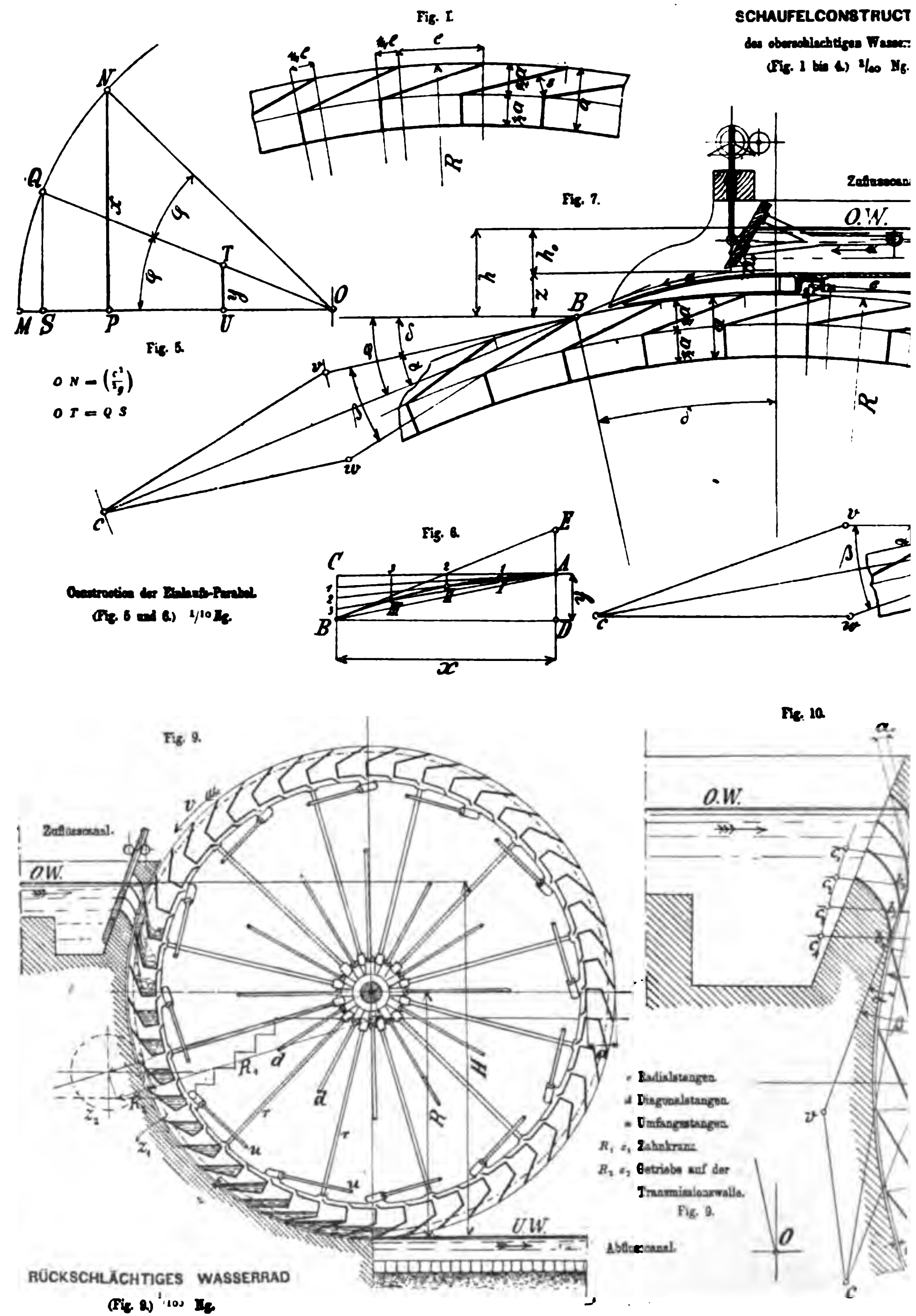
r Radiale Tragarme
d Diagonalstangen zur Versteifung.
u Umfangsstangen zur Kraftübertragung auf den Zahnkranz.
A. B, Ausgussbogen.

O W Oberwasserspiegel.
U W Unterwasserspiegel.
R_1 z_1 Zahnkranz.
R_2 z_2 Getriebe auf der Transmissionswelle.

(Fig. 2.)

(Fig. 2.)




SCHAUFELCONSTRUCT
des oberschlächtigen Wasser
(Fig. 1 bis 4.) 1/40 Ng.
Fig. 1.
Fig. 5.
Fig. 6.
Fig. 7.
Zuflusscan
O.W.
Construction der Einlaufs-Parabel.
(Fig. 5 und 6.) 1/10 Ng.
Fig. 9.
Fig. 10.
Zuflusscanal.
O.W.
U.W.
r Radialstangen.
d Diagonalstangen.
u Umfangsstangen.
R1 z1 Zahnkranz.
R2 z2 Getriebe auf der Transmissionswelle.
Fig. 9.
Abflusscanal.
RÜCKSCHLÄCHTIGES WASSERRAD
(Fig. 9.) 1/100 Ng.

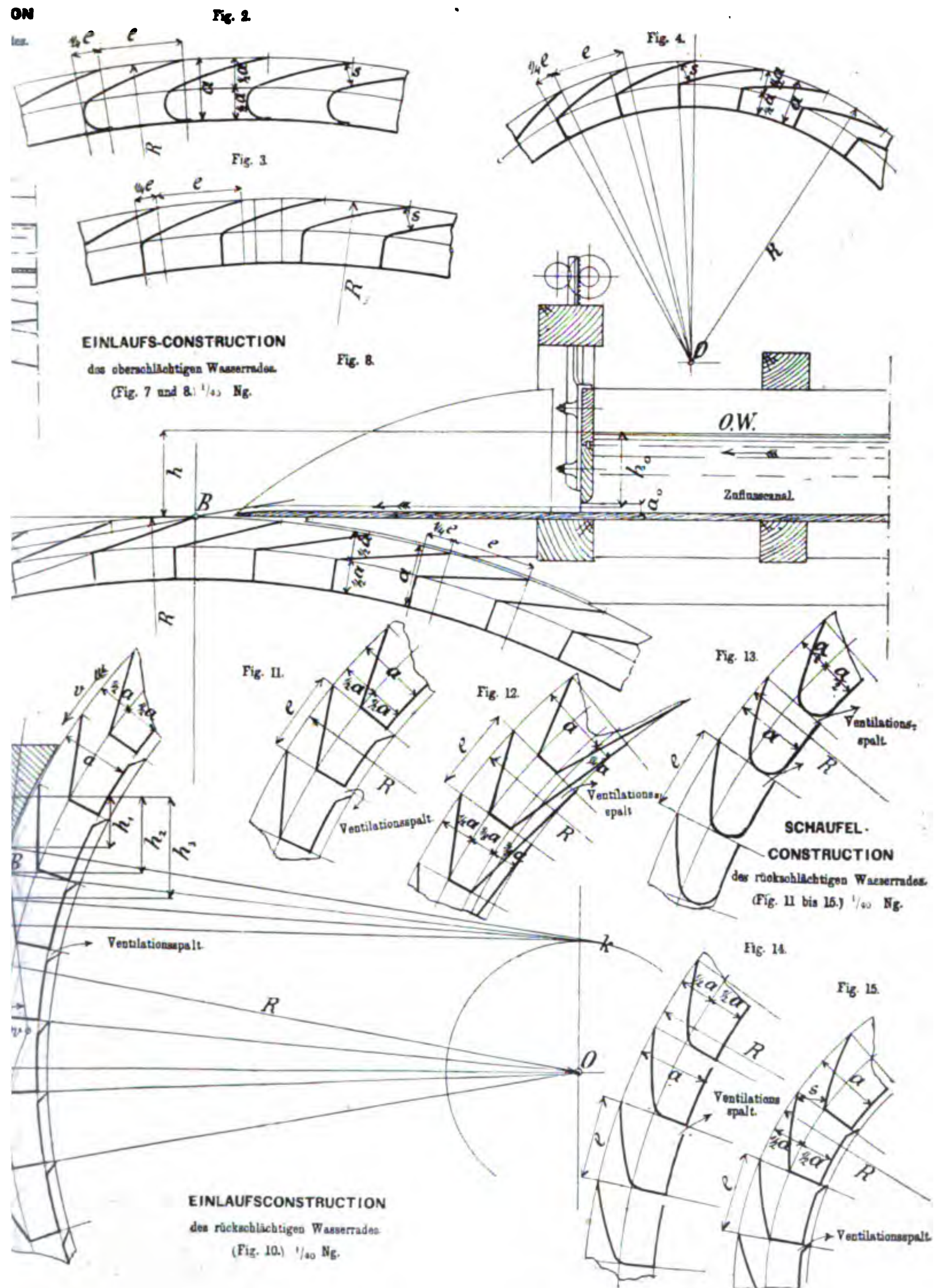

ON
Fig. 2.
Fig. 3.
Fig. 4.
EINLAUFS-CONSTRUCTION
des oberschlächtigen Wasserrades.
(Fig. 7 und 8.) 1/40 Ng.
Fig. 8.
O.W.
Zuflusscanal.
Fig. 11.
Fig. 12.
Fig. 13.
Ventilationsspalt.
Ventilationsspalt
SCHAUFEL-
CONSTRUCTION
des rückschlächtigen Wasserrades.
(Fig. 11 bis 15.) 1/40 Ng.
Fig. 14.
Fig. 15.
Ventilationsspalt.
EINLAUFSCONSTRUCTION
des rückschlächtigen Wasserrades.
(Fig. 10.) 1/40 Ng.

Fig. 1.

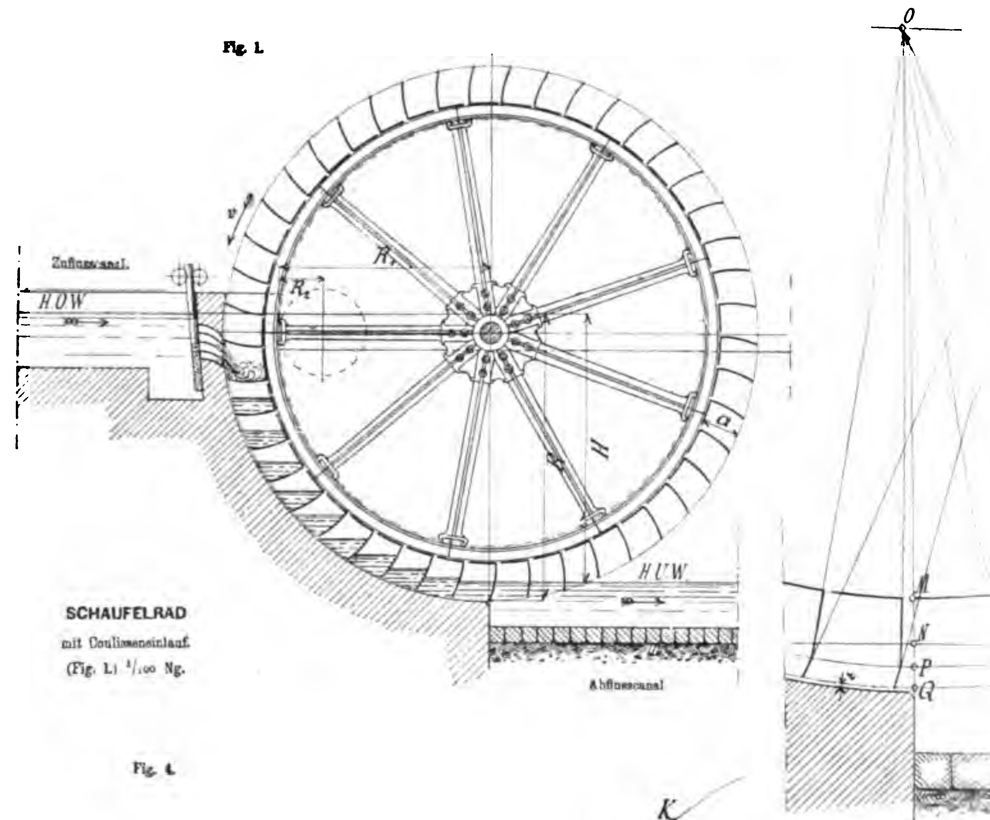
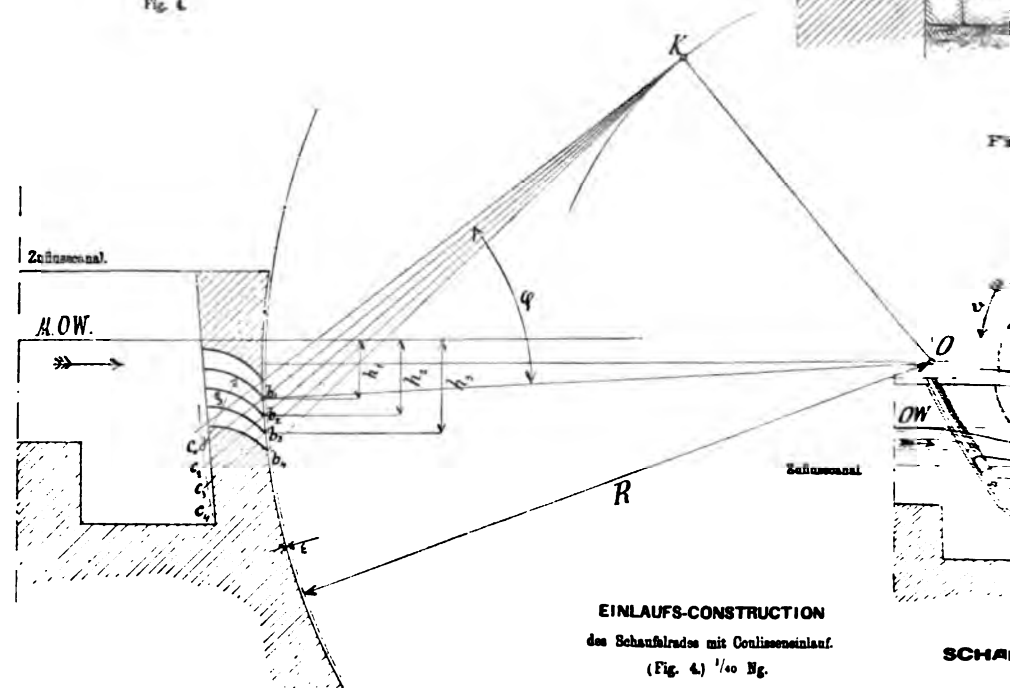

Zuflusscanal.
H.O.W.
H.U.W.
Abflusscanal
H
SCHAUFELRAD
mit Coulisseneinlauf.
(Fig. 1.) 1/100 Ng.
O
M
N
P
Q

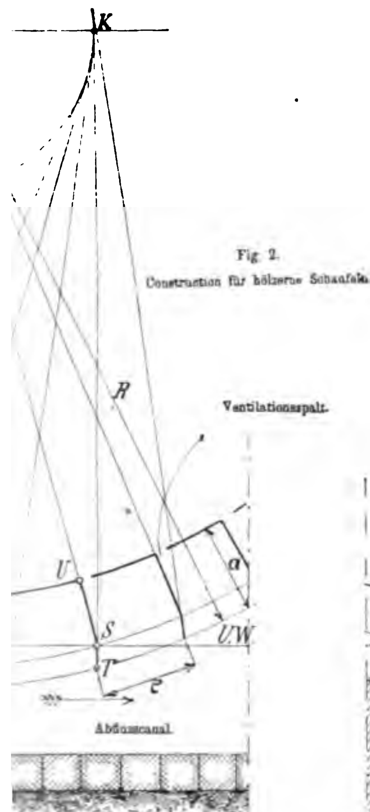
Fig. 4.

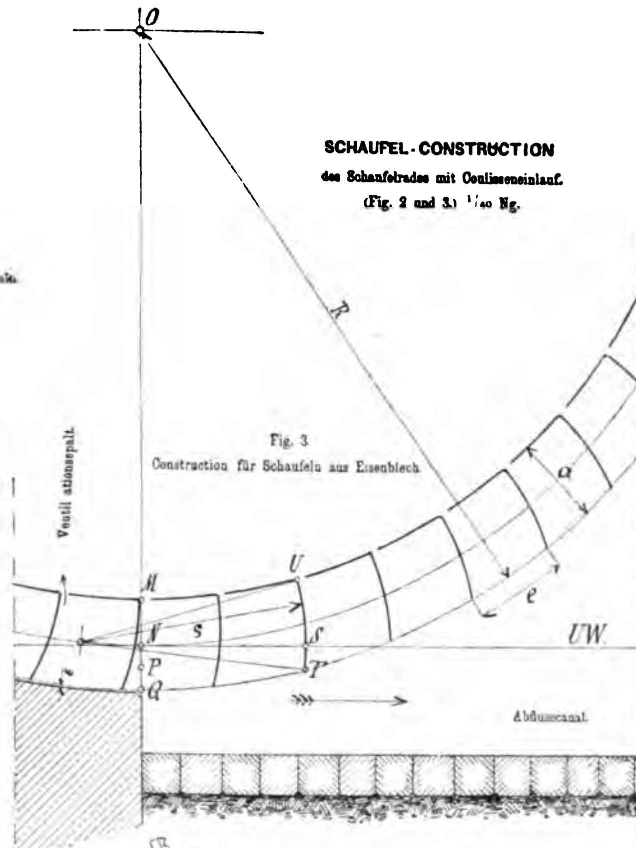

K
Zuflusscanal.
H.OW.
φ
O
R
Zuflusscanal
EINLAUFS-CONSTRUCTION
des Schaufelrades mit Coulisseneinlauf.
(Fig. 4.) 1/40 Ng.
SCHA

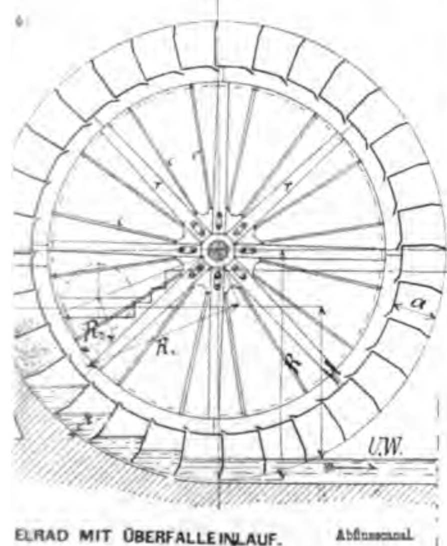
SCHAUFEL-CONSTRUCTION

des Schaufelrades mit Coulisseneinlauf.

(Fig. 2 und 3.) 1/40 Ng.





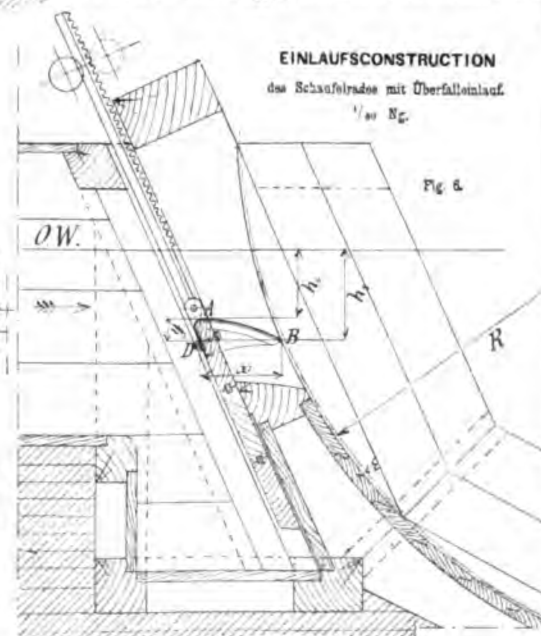


ELRAD MIT ÜBERFALLEINLAUF.

(Fig. 5.) 1/100 Ng.

r r Radiale hölzerne Arme.

c c Centrirstangen zum Zahnkranz.



WEHRE UND CANÄLE MIT GERADER TRACE EINER ZUM BETRIEBE VON WASSERMOTOREN AUSGENÜTZTEN WASSERKRAFT.

(Fig. 1.) $\frac{1}{2500}$ Ng.

Fig. 1

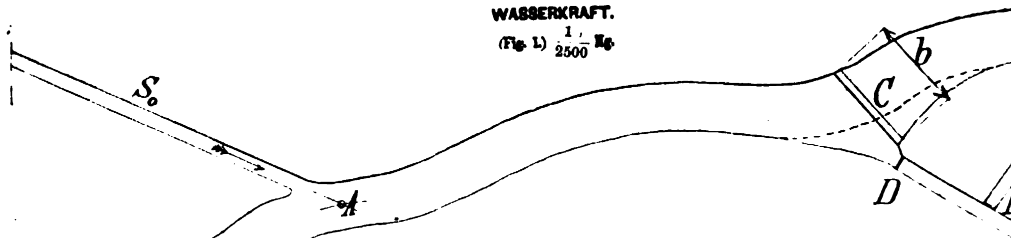
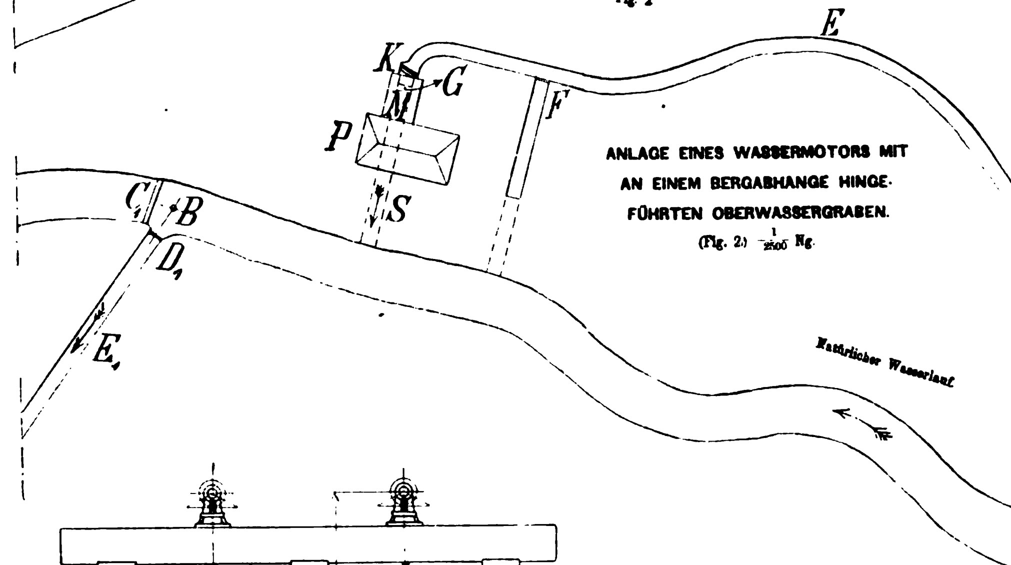
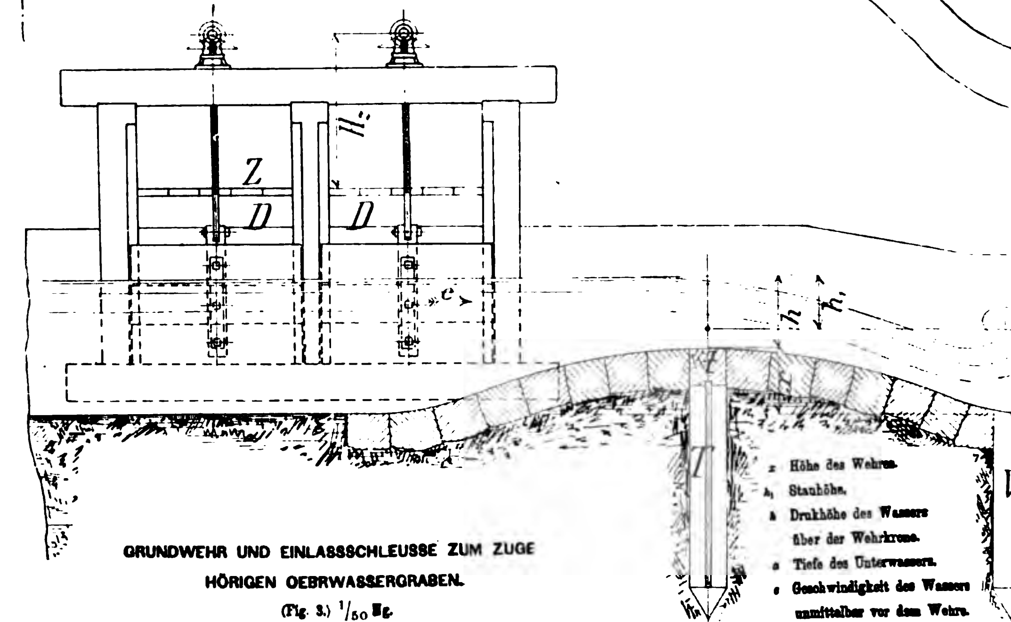


Fig. 2



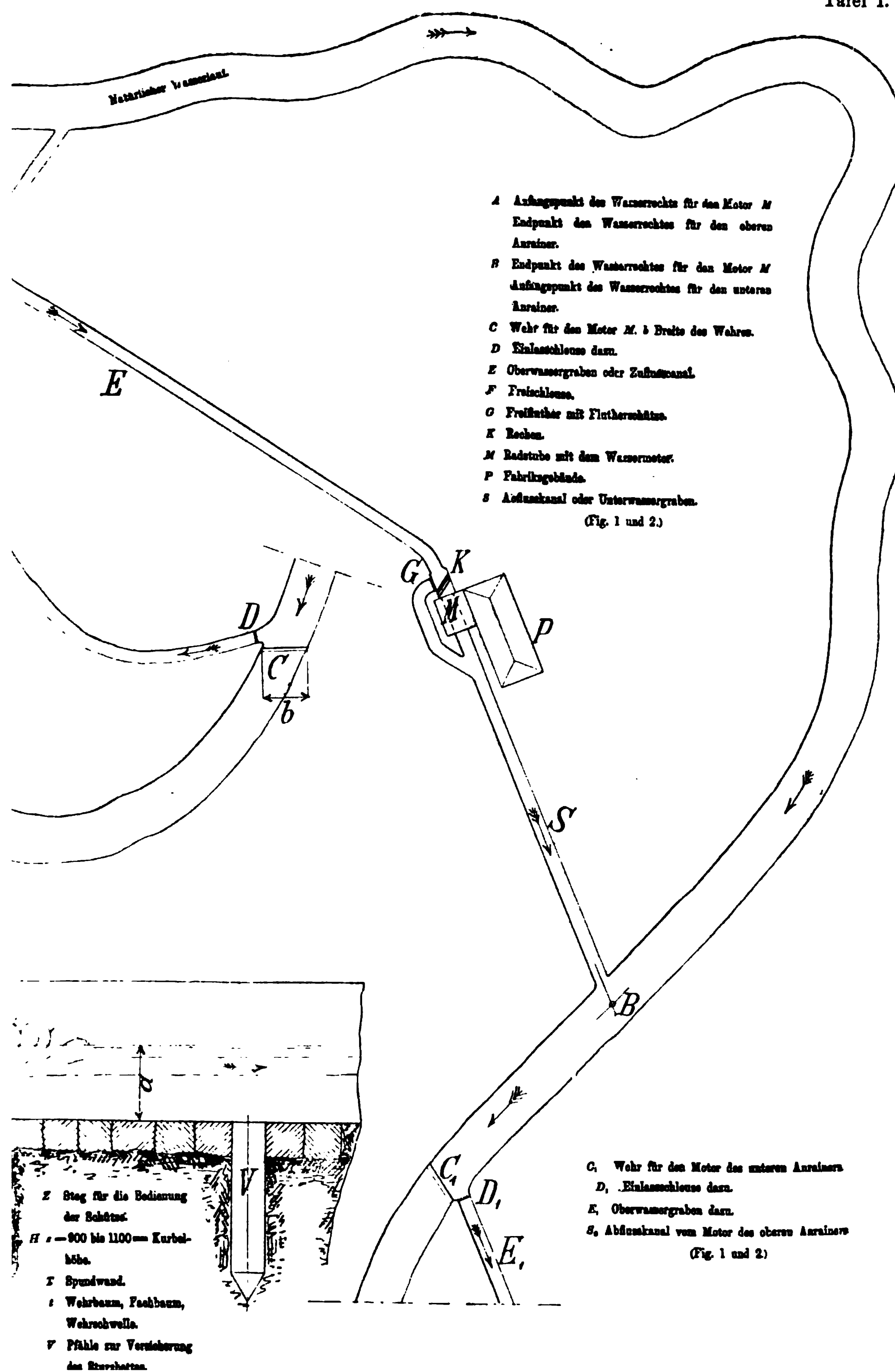
ANLAGE EINES WASSERMOTORS MIT AN EINEM BERGABHANGE HINGEFÜHRTEN OBERWASSERGRABEN.

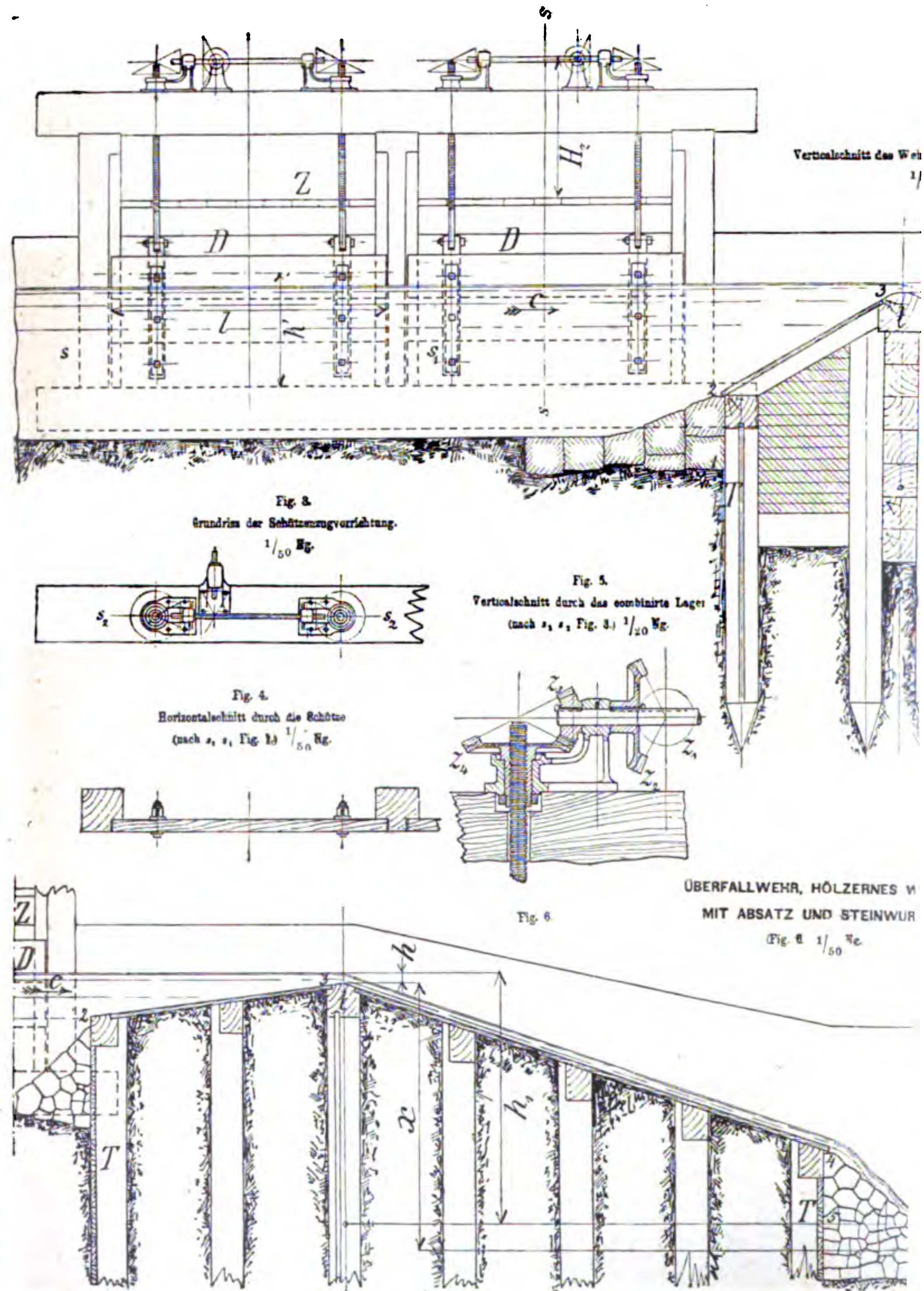
(Fig. 2.) $\frac{1}{2500}$ Ng.

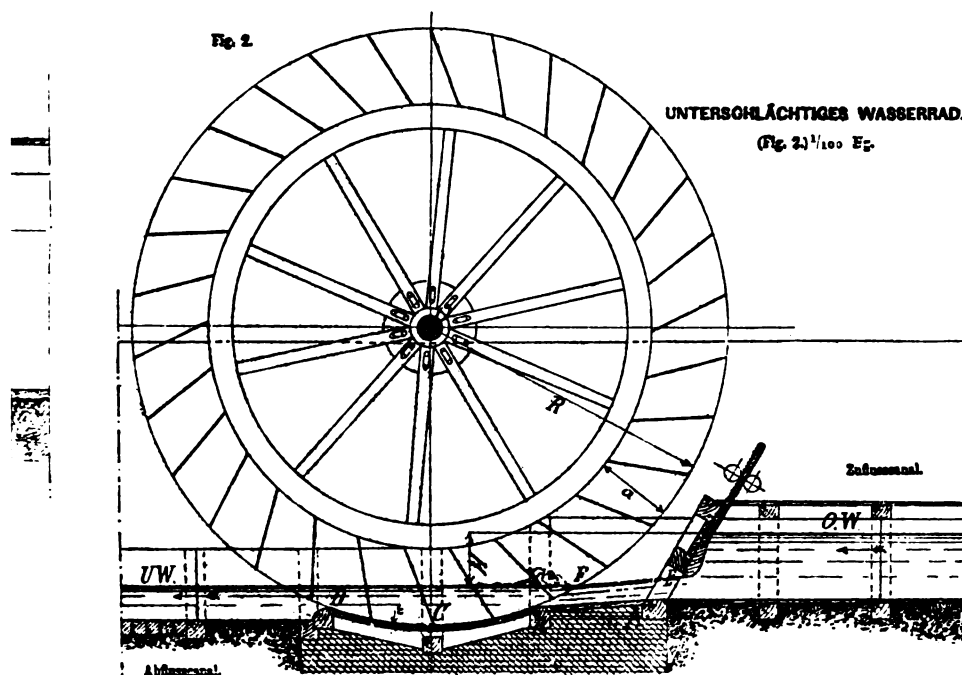


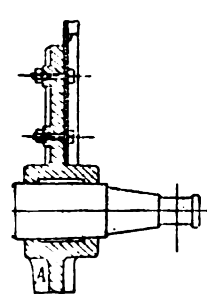
GRUNDWEHR UND EINLASSSCHLEUSSE ZUM ZUGEHÖRIGEN OBERWASSERGRABEN.

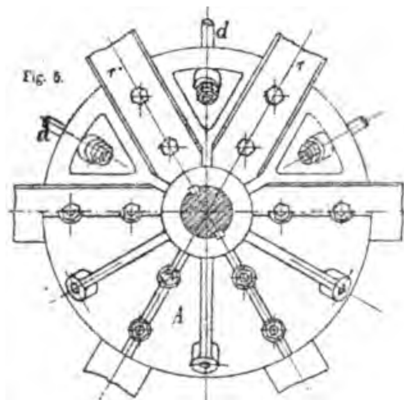
(Fig. 3.) $^1/_{50}$ Ng.


A Anfangspunkt des Wasserrechts für den Motor M
Endpunkt des Wasserrechtes für den oberen Anrainer.
B Endpunkt des Wasserrechtes für den Motor M
Anfangspunkt des Wasserrechtes für den unteren Anrainer.
C Wehr für den Motor M. b Breite des Wehres.
D Einlassschleuse dazu.
E Oberwassergraben oder Zuflusscanal.
F Freischleuse.
G Freifluther mit Fluthschütze.
K Rechen.
M Radstube mit dem Wassermotor.
P Fabriksgebäude.
S Abflusskanal oder Unterwassergraben.
(Fig. 1 und 2.)
E
G
K
M
P
D
C
b
S
B
C₁
D₁
E₁
C₁ Wehr für den Motor des unteren Anrainers.
D₁ Einlassschleuse dazu.
E₁ Oberwassergraben dazu.
S₀ Abflusskanal vom Motor des oberen Anrainers
(Fig. 1 und 2.)
a
V
Z Steg für die Bedienung der Schützen.
H s = 900 bis 1100 mm Kurbelhöhe.
T Spundwand.
t Wehrbaum, Fachbaum, Wehrschwelle.
V Pfähle zur Versicherung des Sturzbettes.

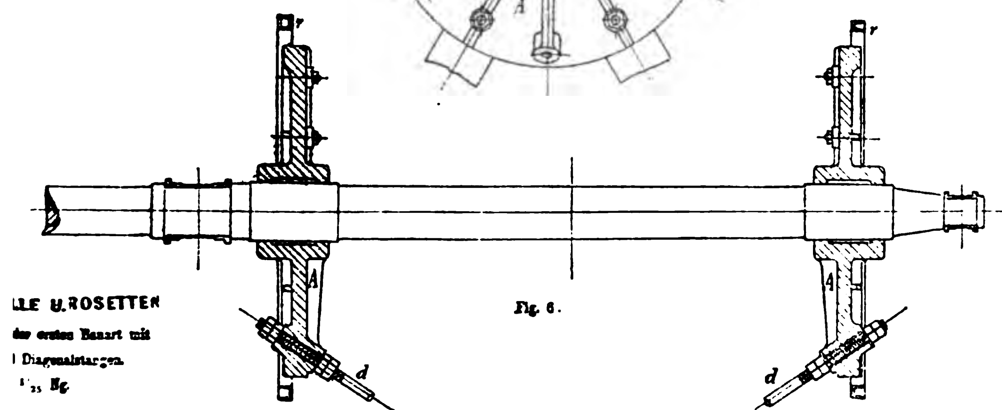

Verticalschnitt des We
Z
D
D
H₂
l
h
c
s
s₁
Fig. 3.
Grundriss der Schützenzugvorrichtung.
1/50 Ng.
s₂
s₂
Fig. 5.
Verticalschnitt durch das combinirte Lager
(nach s₂ s₂ Fig. 3.) 1/20 Ng.
Fig. 4.
Horizontalschnitt durch die Schütze
(nach s₁ s₁ Fig. 1.) 1/50 Ng.
Z₄
Z₁
Z₂
ÜBERFALLWEHR, HÖLZERNES W
MIT ABSATZ UND STEINWUR
Fig. 6
(Fig. 6 1/50 Ng.
h
h₁
x
T
T







A A Rosetten.
r r Radiale Arme.
d d Diagonalstangen.
(Fig. 4 bis 6.)



...LLE U. ROSETTEN
... der ersten Bauart mit
... Diagonalstangen.
1/25

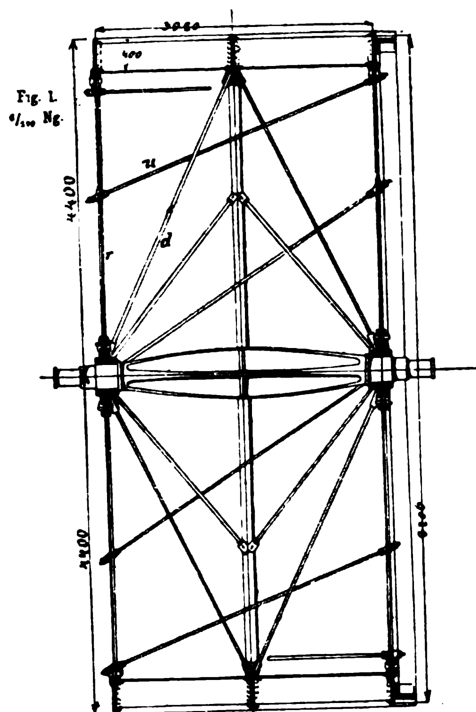


Fig. 1. 1/100 Ng.

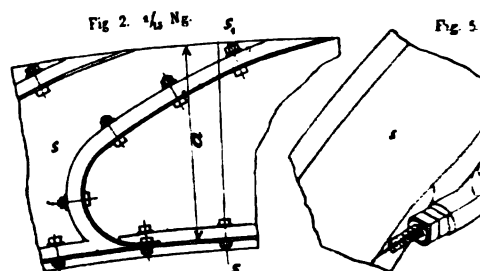
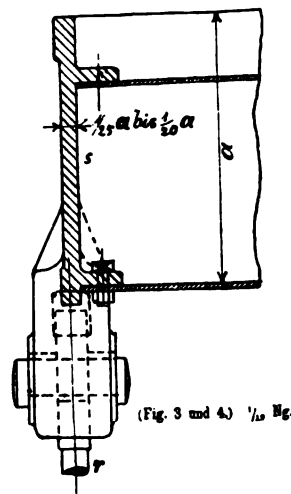


Fig 2. 1/15 Ng.

Fig. 5.

Fig. 3. Schnitt s_1 s_1 Fig 2.





(Fig. 3 und 4.) 1/10 Ng.

Fig. 9.

Fig. 10.

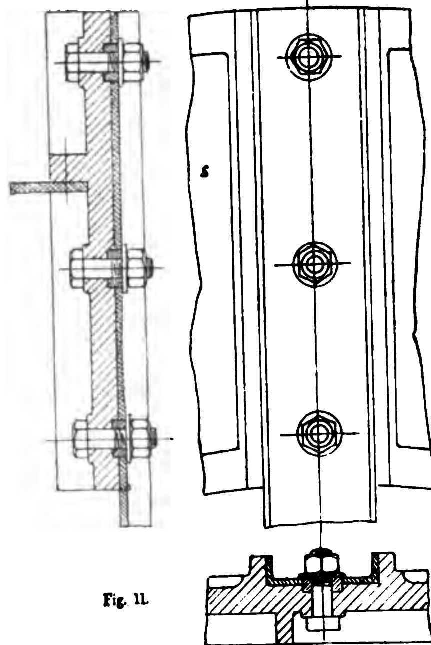


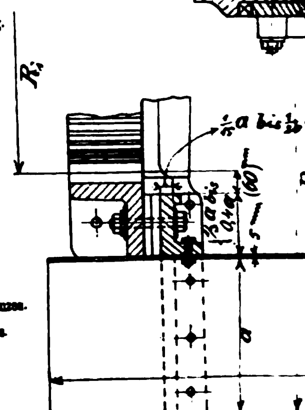
Fig. 11.

Verbindung schmiedeiserner Arme mit dem gusseisernen Seitengetäfer.
(Fig. 9 bis 11.) 1/10 Ng.

Fig. 15.

Fig. 16.

Details der Verbindungen eines eisernen Schaufelrades
(Fig. 12 bis 18.) 1/20 Ng.



R_1 - Halbmesser des Zahnkranzes.
R_2 Halbmesser des Getriebes.
(Fig. 13 und 18.)

¹/₂₀ Ng.

Fig. 6.

CONSTRUCTIONSDETAILS.

Details der Verbindungen eines Suspensionsrades.

(Fig. 1 bis 8.)

r Radialstangen. s Seitengetäfer.

d Diagonalstangen. z_1 Zahnkranz.

u Umfangsstangen. m Mittelgetäfer.

Fig. 4

Fig. 7.

Fig. 8.

(Fig. 6 bis 8.) ¹/₁₀ Ng.

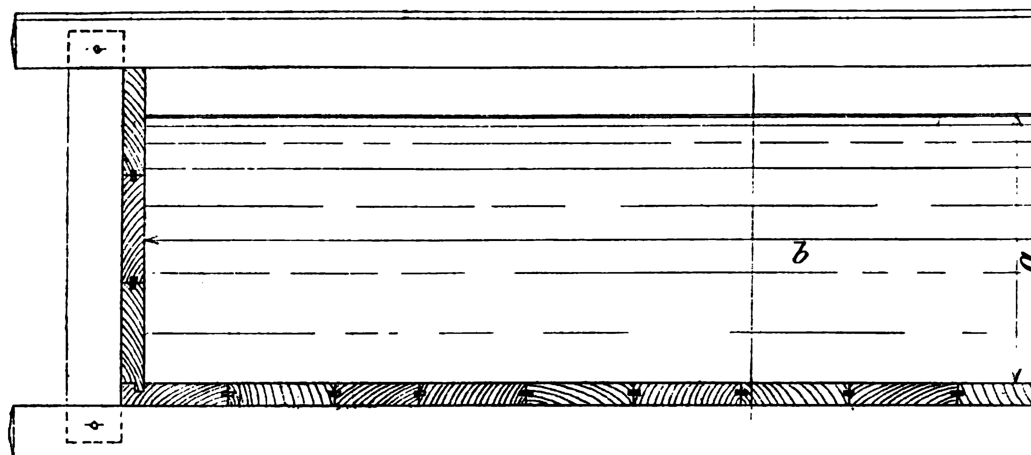
Fig. 12.

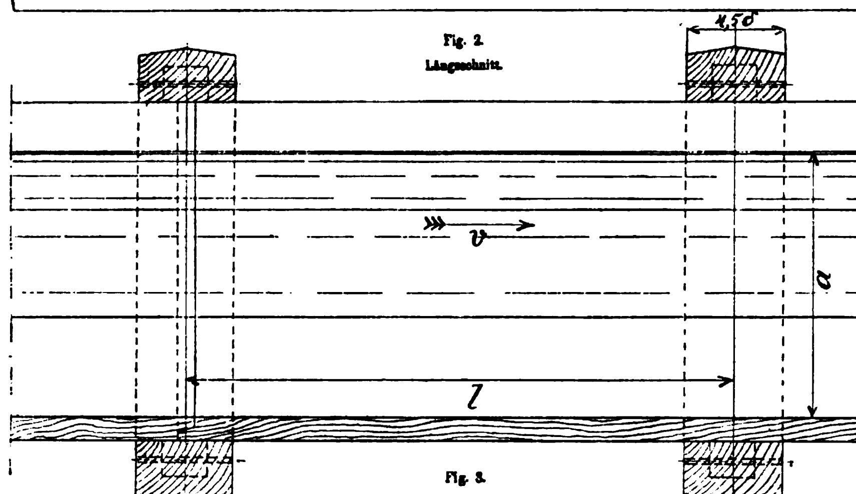
Fig. 14.

Fig. 17.

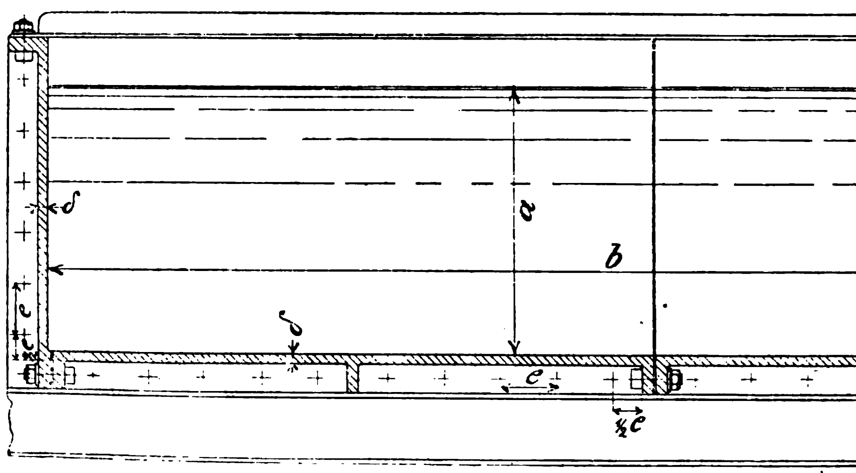
Fig. 18.

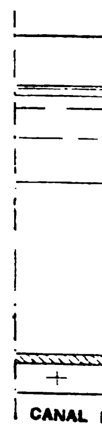
Fig. 13.





RECHEN.
(Fig. 5 und 6) 1/20





CANAL MIT HOLZWANDUNG.

(Fig. 1 und Fig. 2) 1/20 Ng.

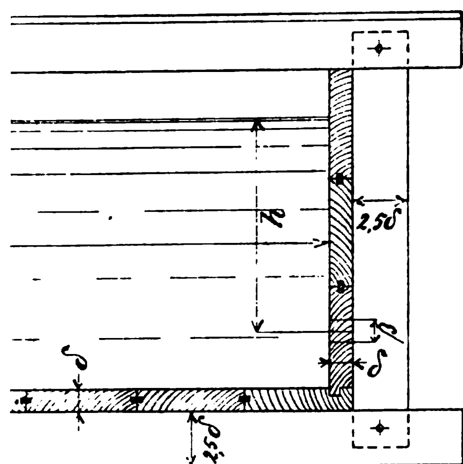


Fig. 5.
Schnitt A B (Fig. 6.)

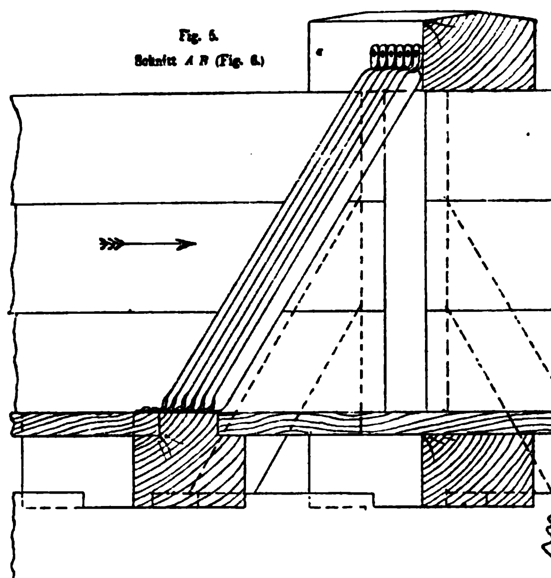


Fig. 6.

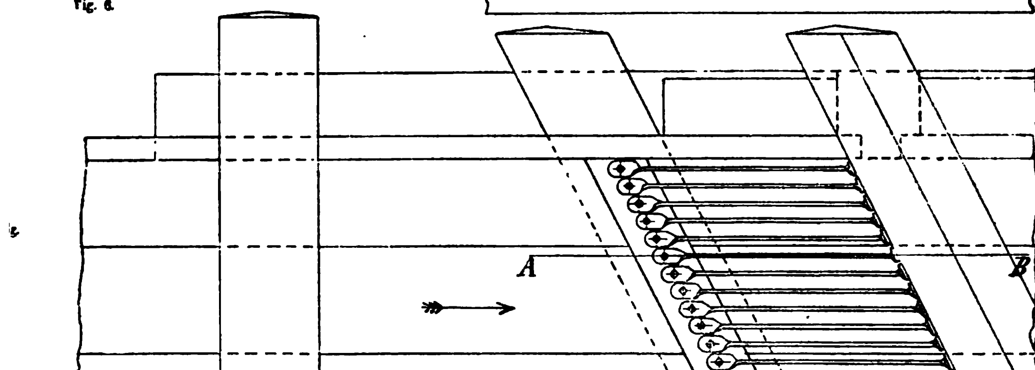
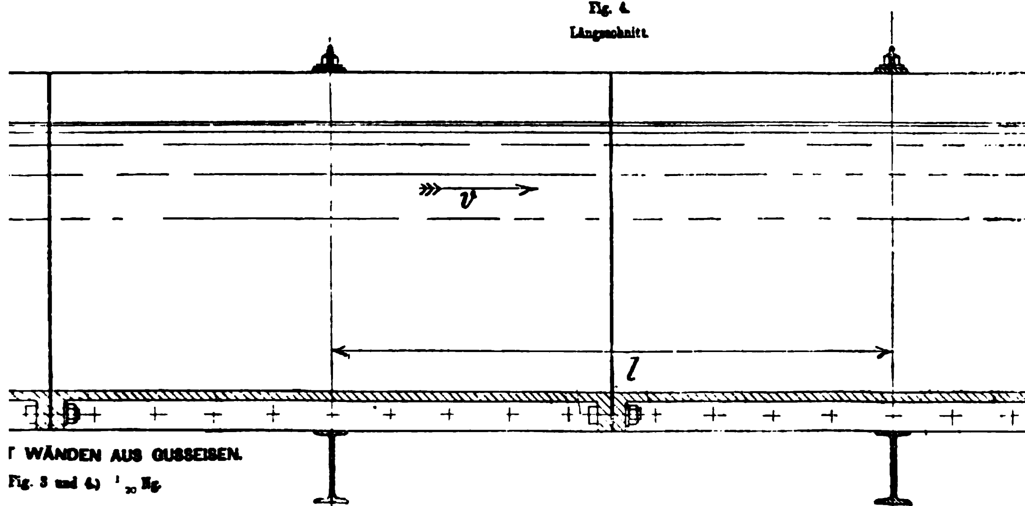
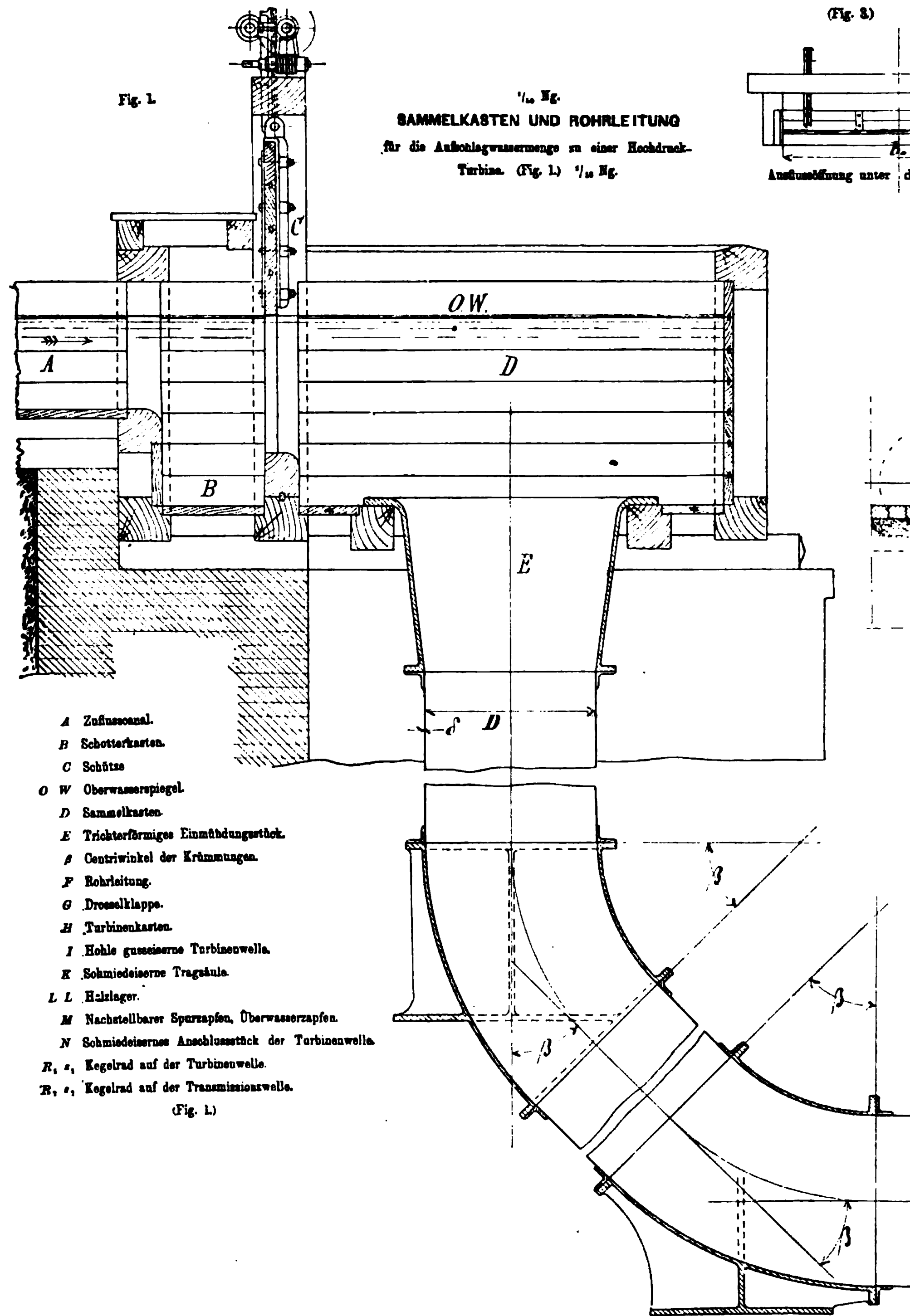


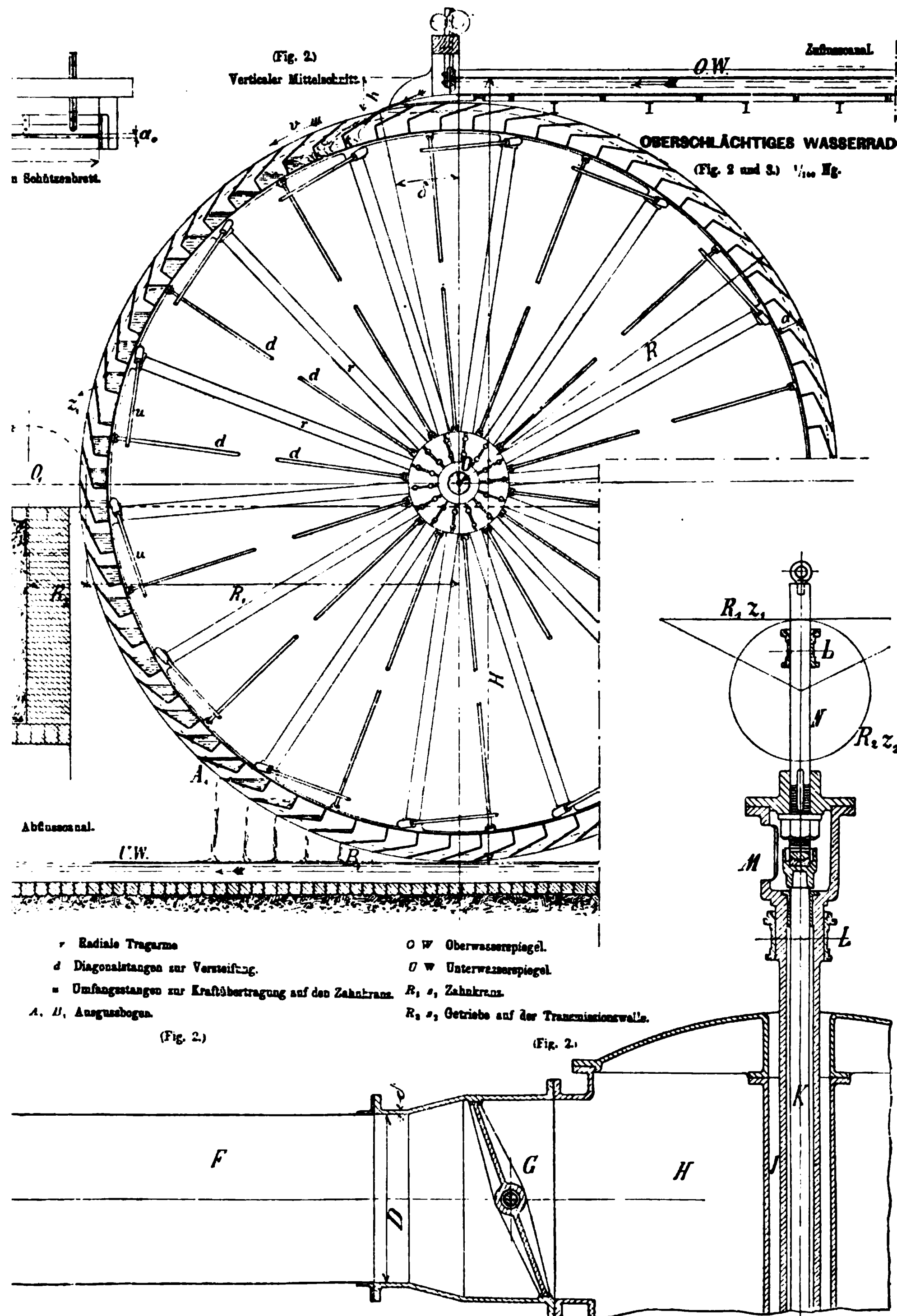
Fig. 4.
Längsschnitt.

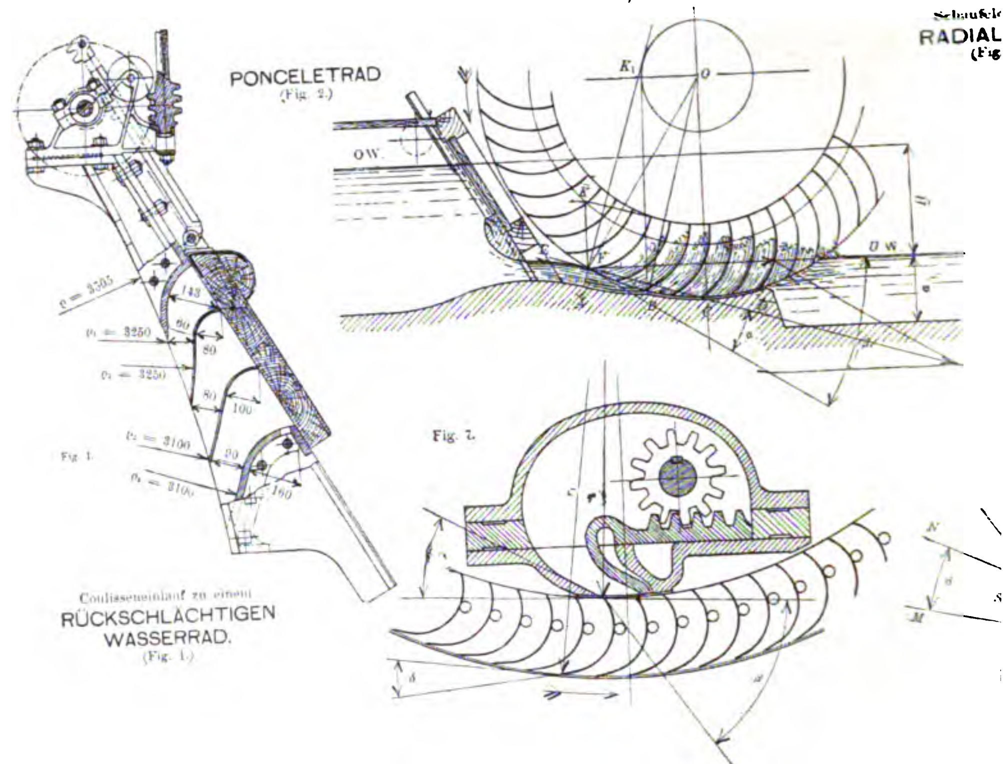


T WÄNDEN AUS GUSSEISEN.

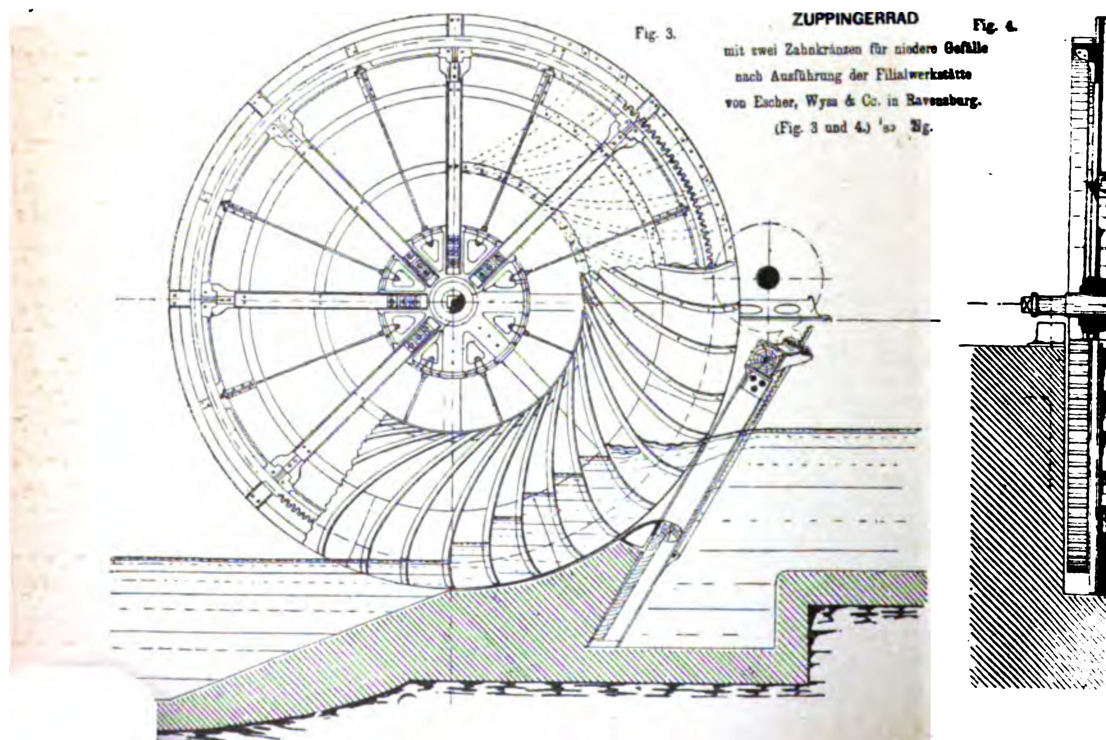
Fig. 3 und 4.) 1/20 Ng.


Fig. 1.
SAMMELKASTEN UND ROHRLEITUNG
für die Aufschlagwassermenge zu einer Hochdruck-Turbine. (Fig. 1.) Ng.
(Fig. 3)
Ausflussöffnung unter d
C
O W.
A
D
B
E
δ
D
β
A Zuflusscanal.
B Schotterkasten.
C Schütze
O W Oberwasserspiegel.
D Sammelkasten.
E Trichterförmiges Einmündungsstück.
β Centriwinkel der Krümmungen.
F Rohrleitung.
G Drosselklappe.
H Turbinenkasten.
I Hohle gusseiserne Turbinenwelle.
K Schmiedeiserne Tragsäule.
L L Holzlager.
M Nachstellbarer Spurzapfen, Oberwasserzapfen.
N Schmiedeisernes Anschlussstück der Turbinenwelle.
R1 r1 Kegelrad auf der Turbinenwelle.
R2 r2 Kegelrad auf der Transmissionswelle.
(Fig. 1.)


(Fig. 2)
O.W.
OBERSCHLÄCHTIGES WASSERRAD
(Fig. 2 und 3.) 1/100 Mg.
Abflusscanal.
r Radiale Tragarme
d Diagonalstangen zur Versteifung.
A, B, Ausgussbogen.
(Fig. 2.)
O W Oberwasserspiegel.
U W Unterwasserspiegel.
R1 z1 Zahnkranz.
(Fig. 2.)



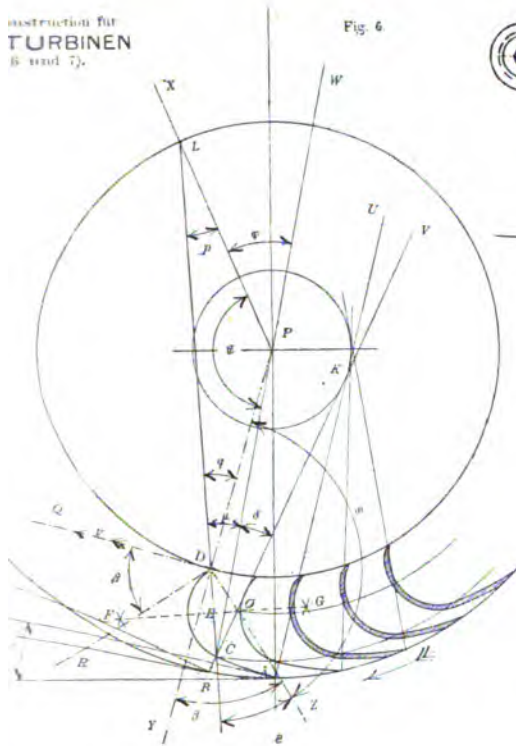
Schaufel
RADIAL
(Fig

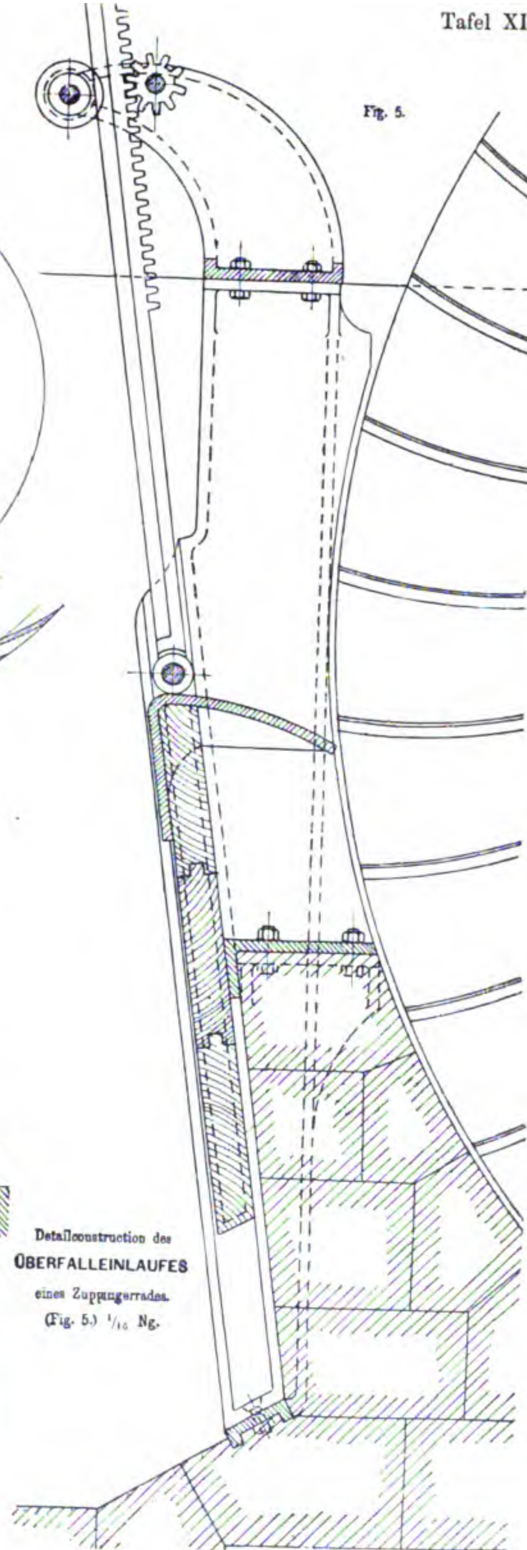


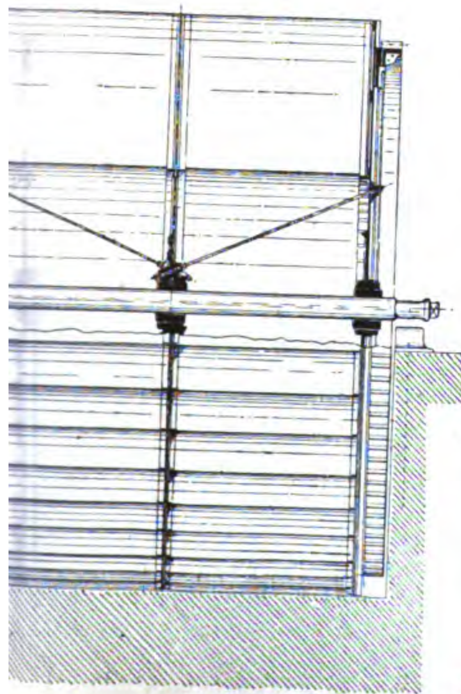
ZUPPINGERRAD
mit zwei Zahnkränzen für niedere Gefälle
nach Ausführung der Filialwerkstätte
von Escher, Wyss & Co. in Ravensburg.
(Fig. 3 und 4.) 1/50 Ng.

Fig. 4.

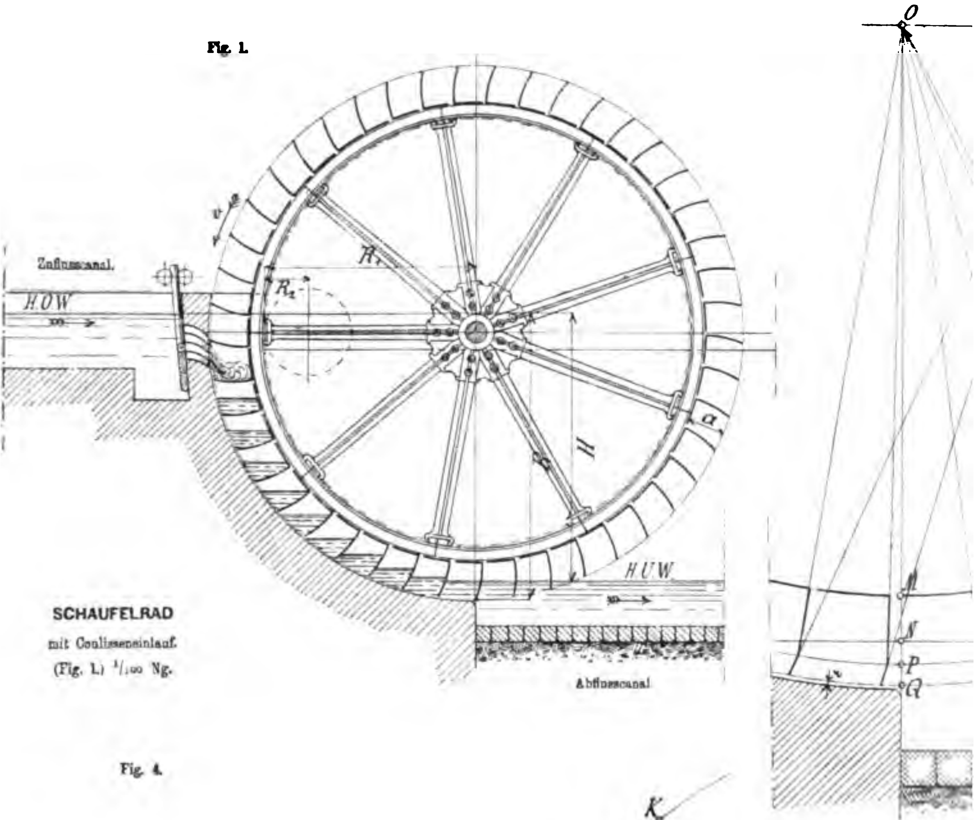
...nstruction für
TURBINEN
(6 und 7).

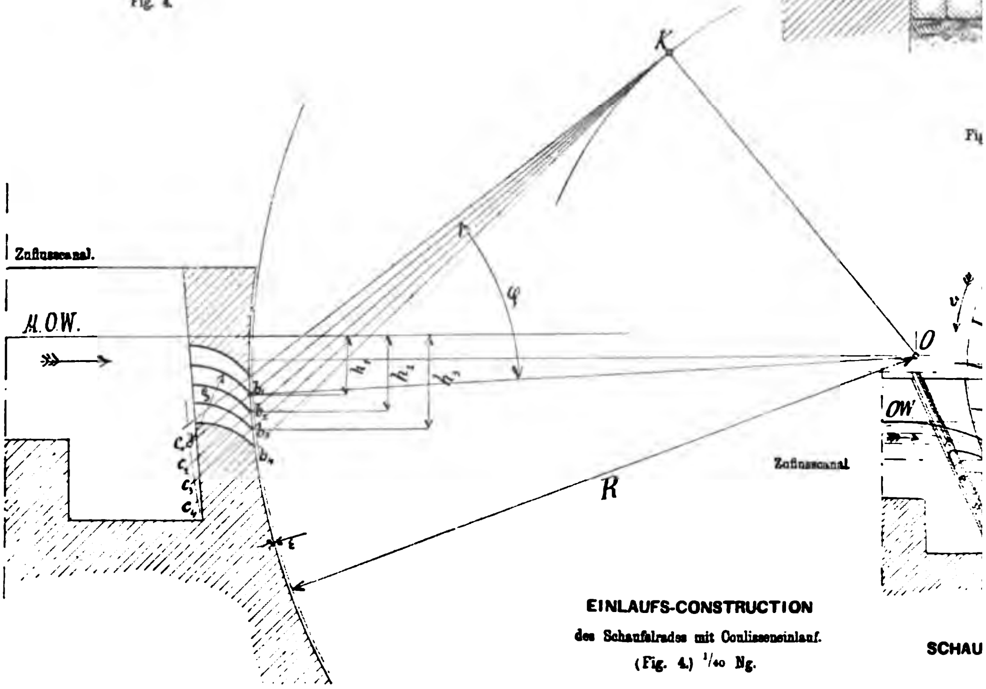






Detailconstruction des
ÜBERFALLEINLAUFES
eines Zuppingerrades.
(Fig. 5.) 1/10 Ng.


Fig. 1.
Zuflusscanal.
H.O.W.
H.U.W.
Abflusscanal
SCHAUFELRAD
mit Coulisseneinlauf.
(Fig. 1.) 1/100 Ng.


Fig. 4.
Zuflusscanal.
H.O.W.
R
Zuflusscanal
EINLAUFS-CONSTRUCTION
des Schaufelrades mit Coulisseneinlauf.
(Fig. 4.) 1/40 Ng.
SCHAU

SCHAUFEL-CONSTRUCTION
des Schaufelrades mit Coulisseneinlauf.
(Fig. 2 und 3.) 1/40 Ng.

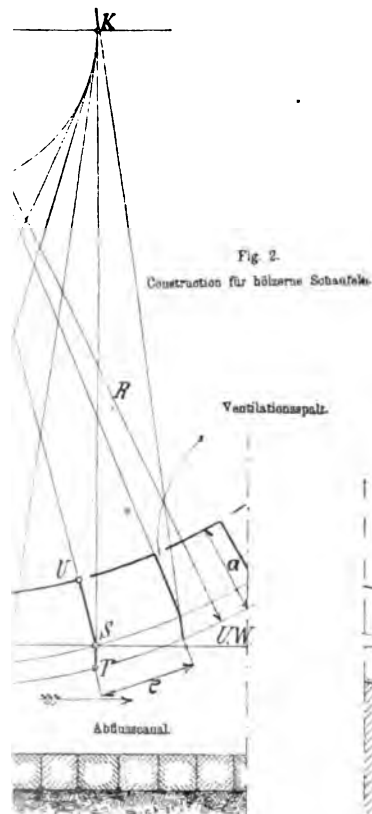


Fig. 2.
Construction für hölzerne Schaufeln.

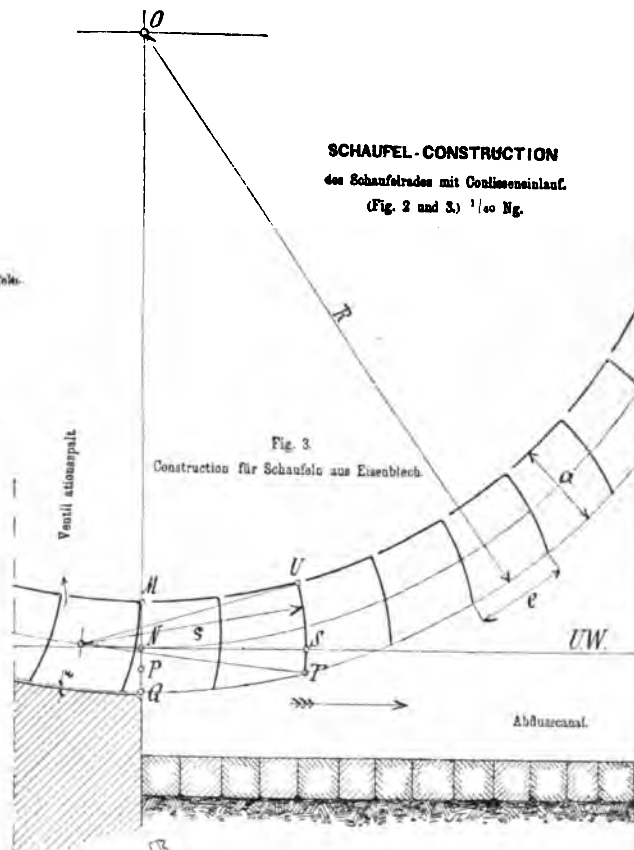
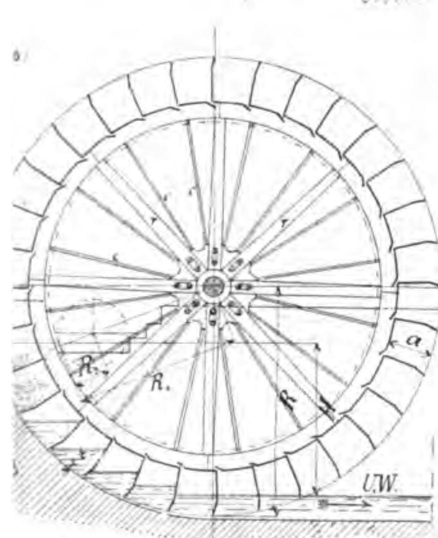


Fig. 3.
Construction für Schaufeln aus Eisenblech.



…ELRAD MIT ÜBERFALLEINLAUF.
(Fig. 5.) 1/100 Ng.
r r Radiale hölzerne Arme.
c c Centrirstangen zum Zahnkranz.

EINLAUFSCONSTRUCTION
des Schaufelrades mit Überfalleinlauf.
1/40 Ng.

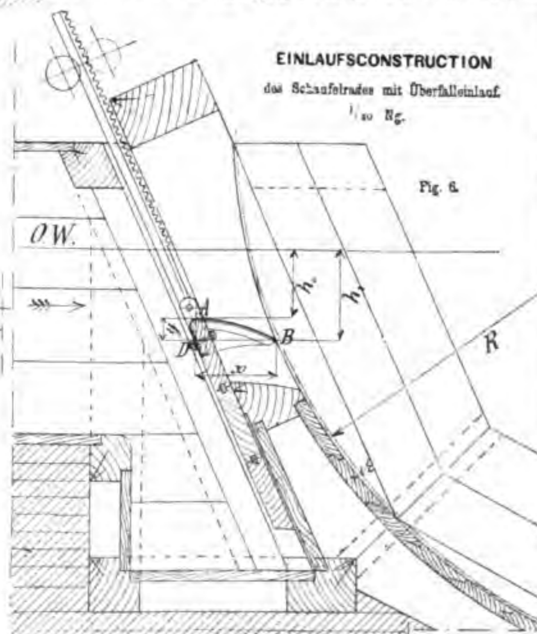
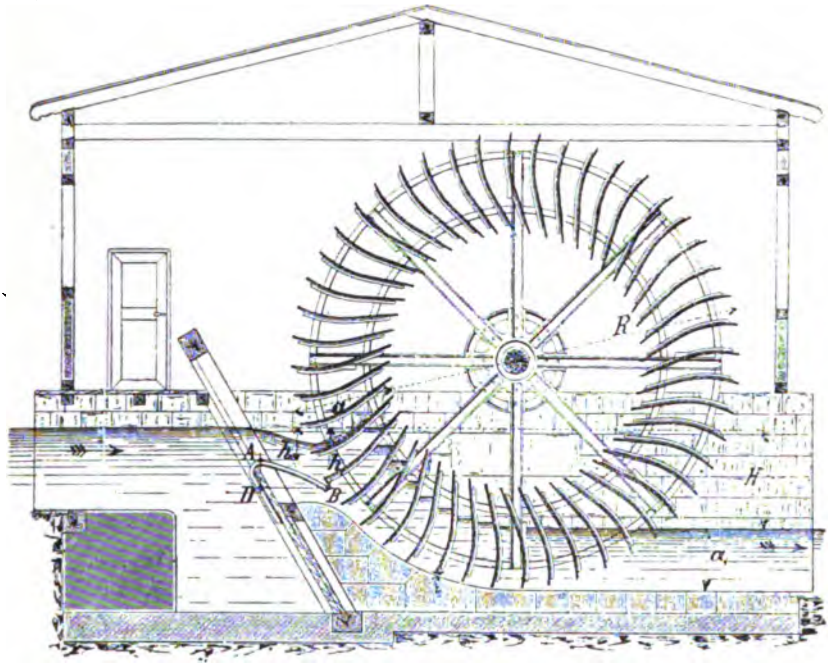
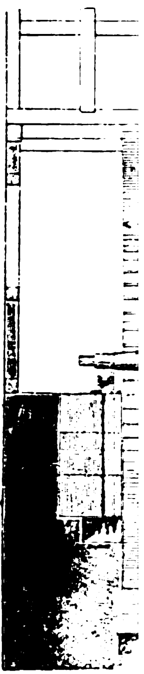
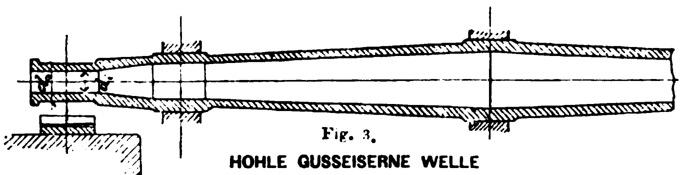
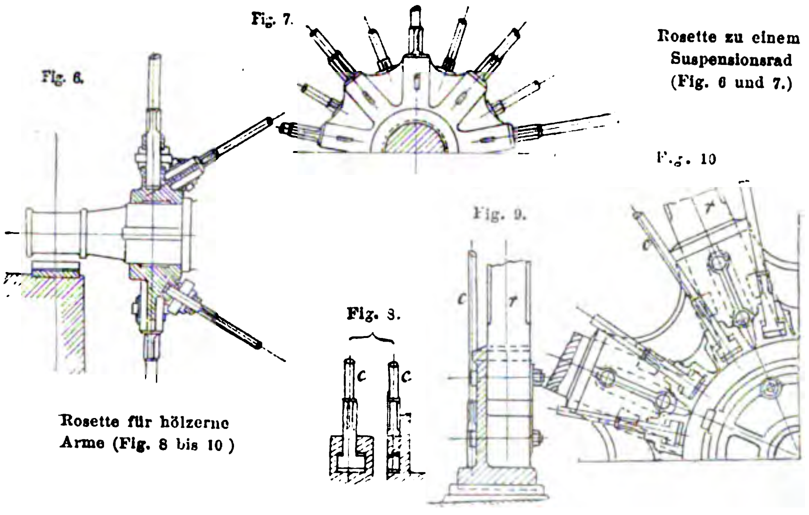


Fig. 6.



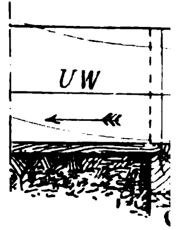


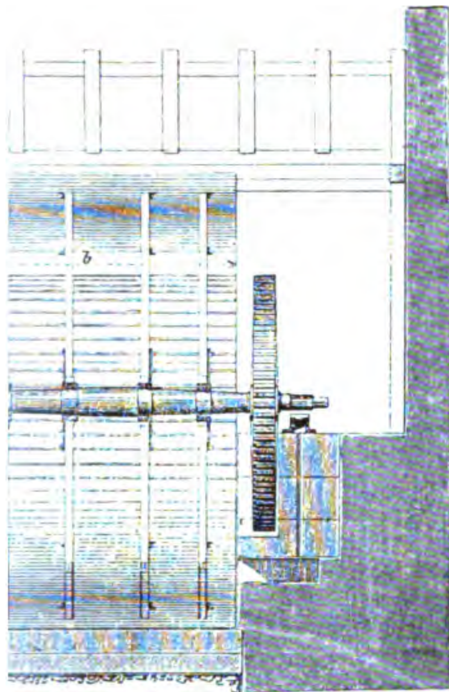

Fig. 3.
HOHLE GUSSEISERNE WELLE
für ein Suspensionsrad mit drei Armsystemen.



Rosette zu einem Suspensionsrad (Fig. 6 und 7.)

Rosette für hölzerne Arme (Fig. 8 bis 10)

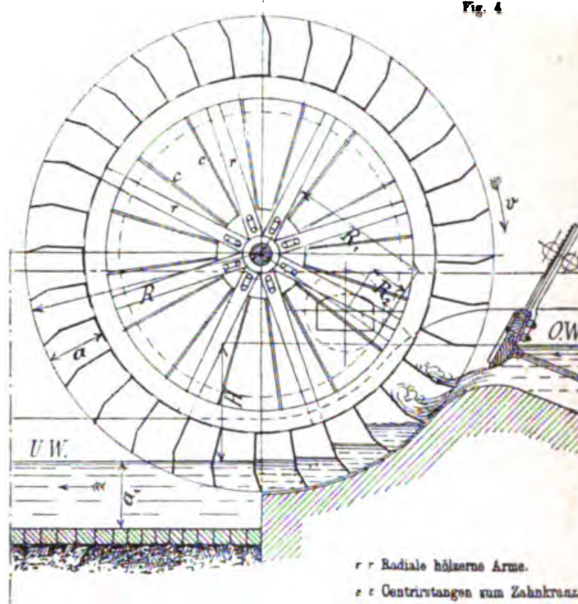




SAGEBIENRAD MIT ÜBERFALLEINLAUF

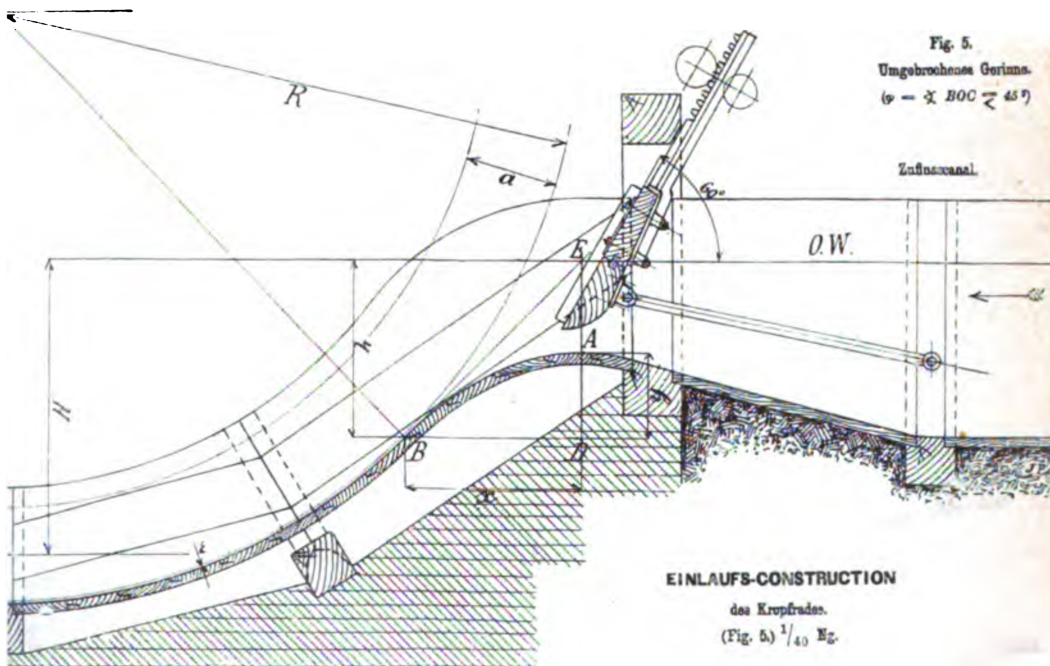
nach Ausführung der k. k. I. Filial-Maschinenfabrik zu Leesdorf von Escher, Wyss & Comp. (Baden bei Wien.)

(Fig. 1 und 2.)



KROPFRAD

(Fig. 4.) $\frac{1}{100}$ Ng.



EINLAUFS-CONSTRUCTION

des Kropfrades.

(Fig. 5.) $^1/_{40}$ Ng.

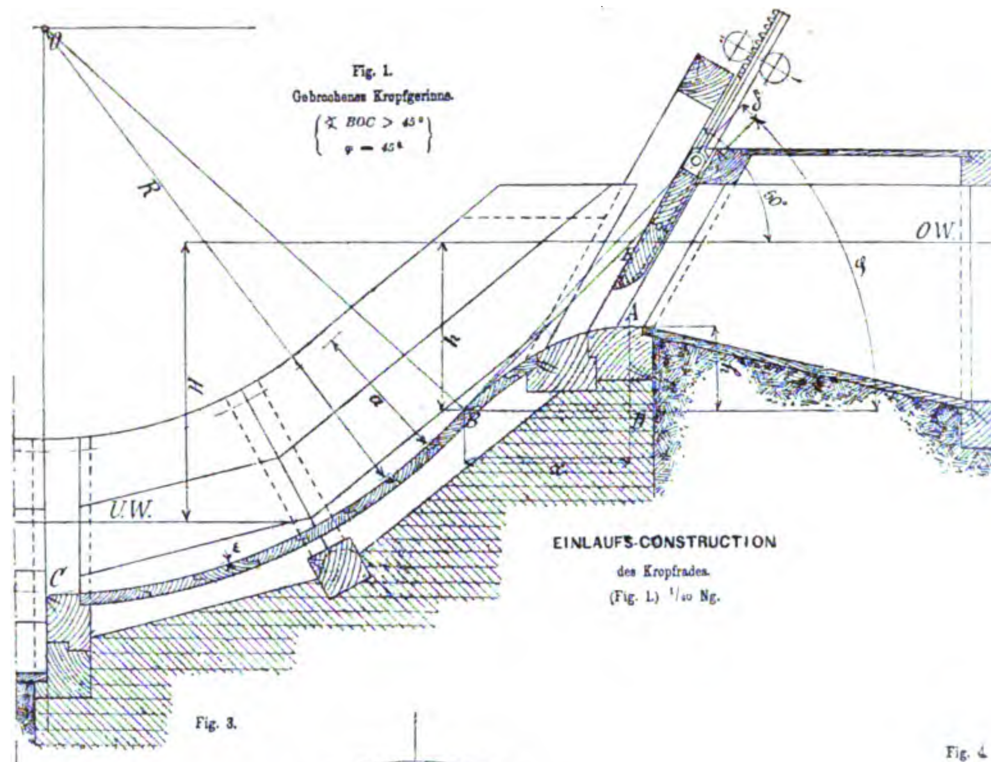
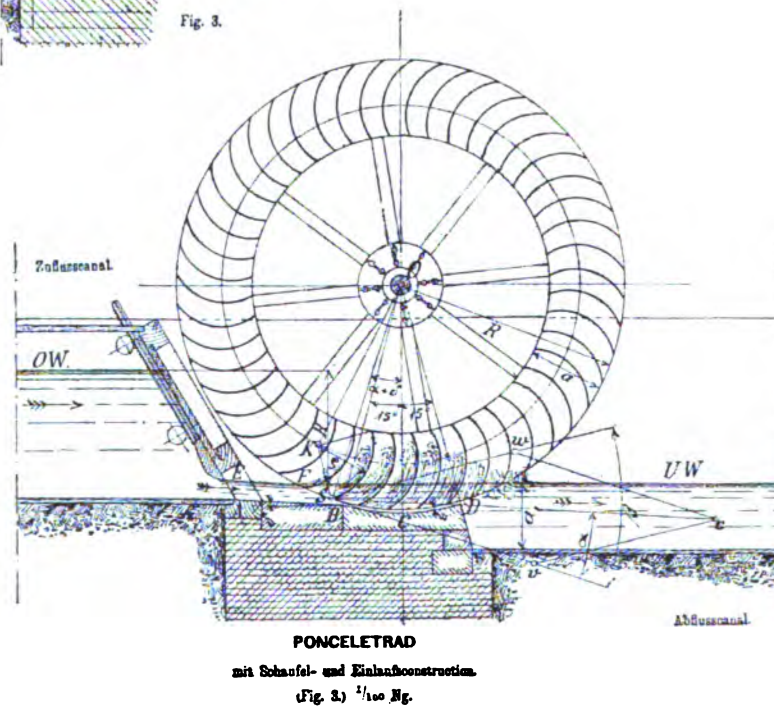


Fig. 4.



PONCELETRAD

mit Schaufel- und Einlaufsconstruction.

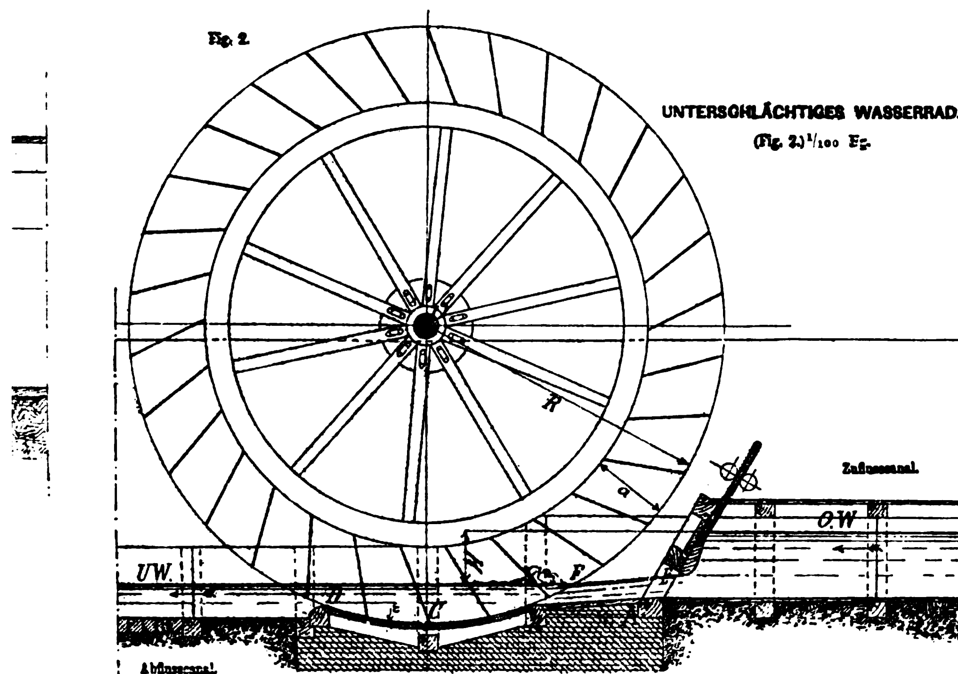
(Fig. 3.) 1/100 Ng.

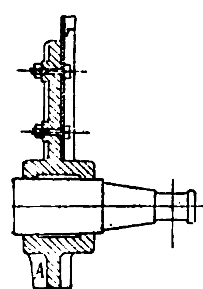
BESSEMERSTAHL-WI

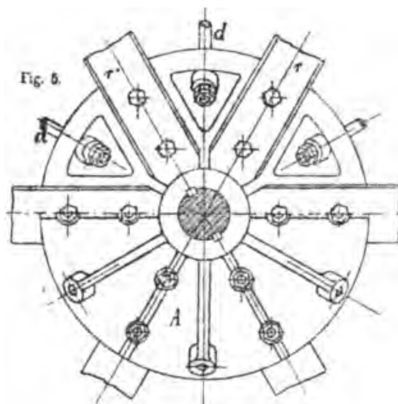
zu einem Wasserrade nacl

Armen aus [-Eisen u

(Fig. 4 bis 8.







A A Rosetten.
r r Radiale Arme.
d d Diagonalstangen.
(Fig. 4 bis 6.)

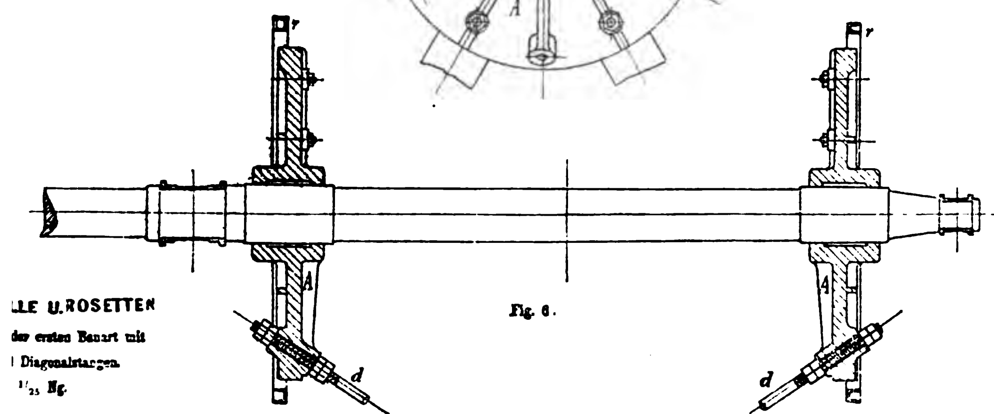


Fig. 6.

...LLE U. ROSETTEN
der ersten Bauart mit
... Diagonalstangen.
1/25 Eg.

Fig. 1. 1/100 Ng.

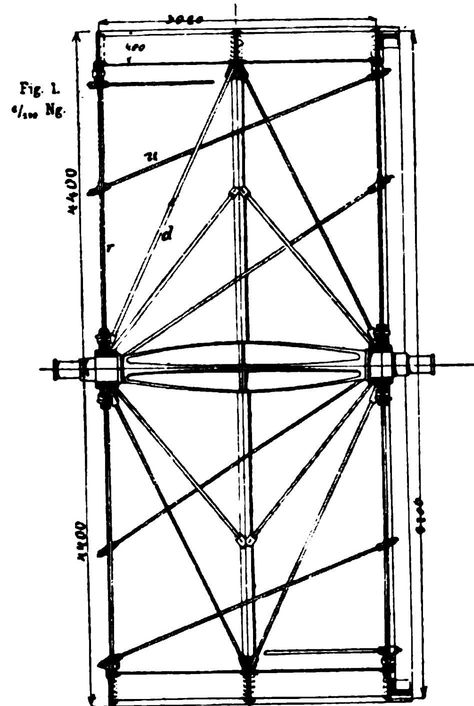


Fig. 2. 1/15 Ng.

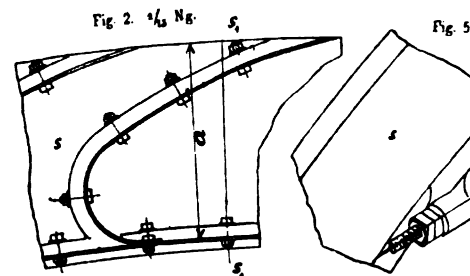
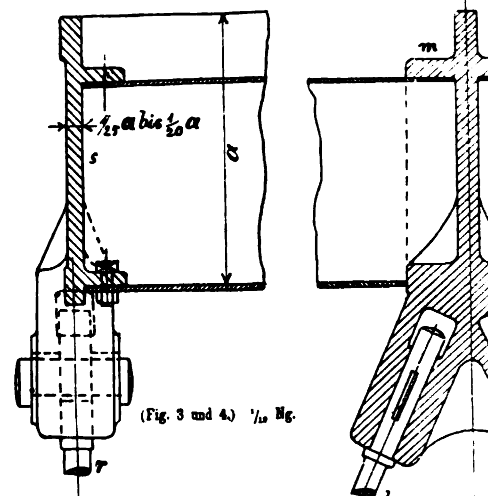


Fig. 5.

Fig. 3. Schnitt s_1 s_1 Fig 2.



(Fig. 3 und 4.) 1/10 Ng.

Fig. 9.

Fig. 10.

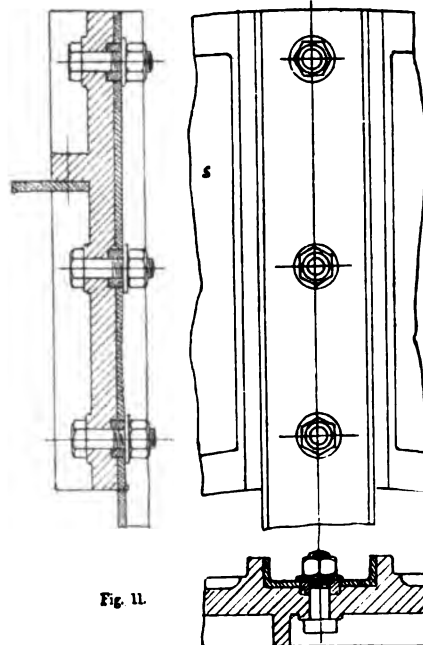


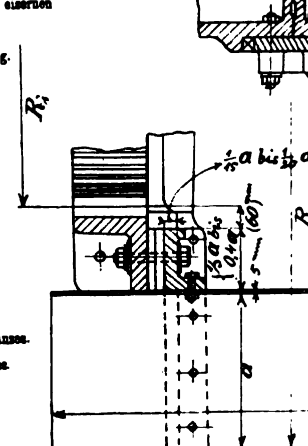
Fig. 11.

Verbindung schmiedeiserner Arme mit dem gusseisernen Seitengetäfer.
(Fig. 9 bis 11.) 1/10 Ng.

Fig. 15.

Details der Verbindungen eines eisernen Schaufelrades
(Fig. 12 bis 18.) 1/20 Ng.

Fig. 16.

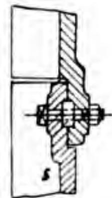


R_1 - Halbmesser des Zahnkranzes.
R_2 Halbmesser des Getriebes.
(Fig. 13 und 18.)

$^{1}/_{20}$ Ng.

Fig. 6.





CONSTRUCTIONSDETAILS.

Details der Verbindungen eines Suspensionsrades.

(Fig. 1 bis 8.)

- r Radialstangen. — s Seitengetäfer.
- d Diagonalstangen. — z_1 Zahnkranz.
- u Umfangsstangen. — m Mittelgetäfer.

Fig. 4.



Fig. 7.

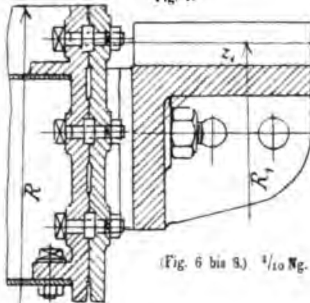


Fig. 8.



(Fig. 6 bis 8.) $^{1}/_{10}$ Ng.

Fig. 12.

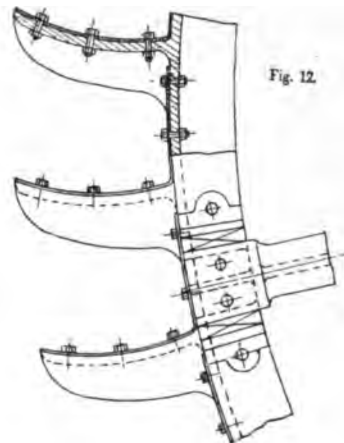
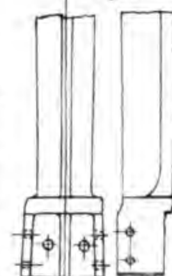


Fig. 14.



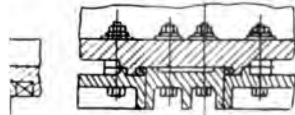


Fig. 17.

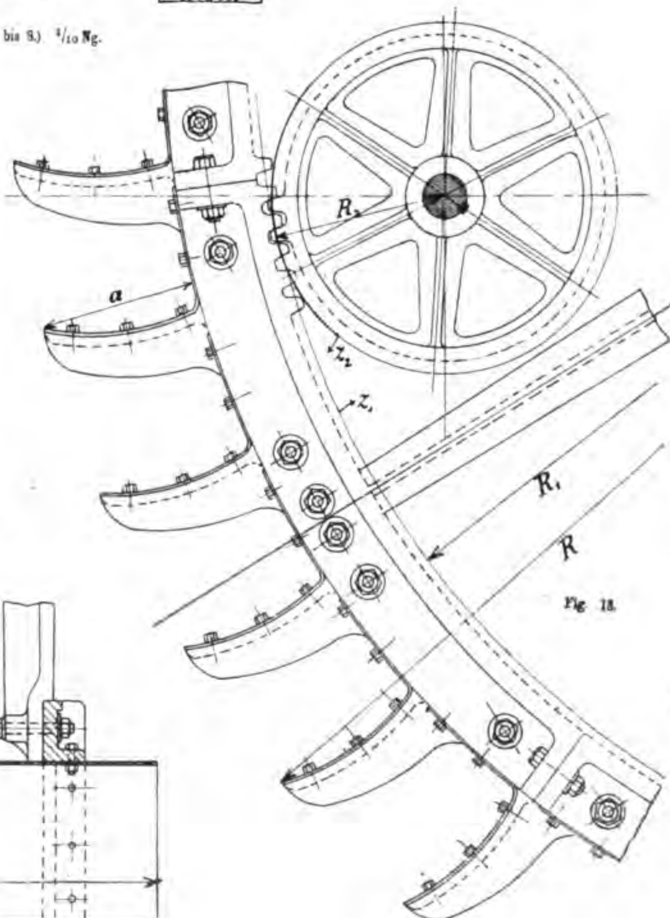


Fig. 18.

Fig. 18.





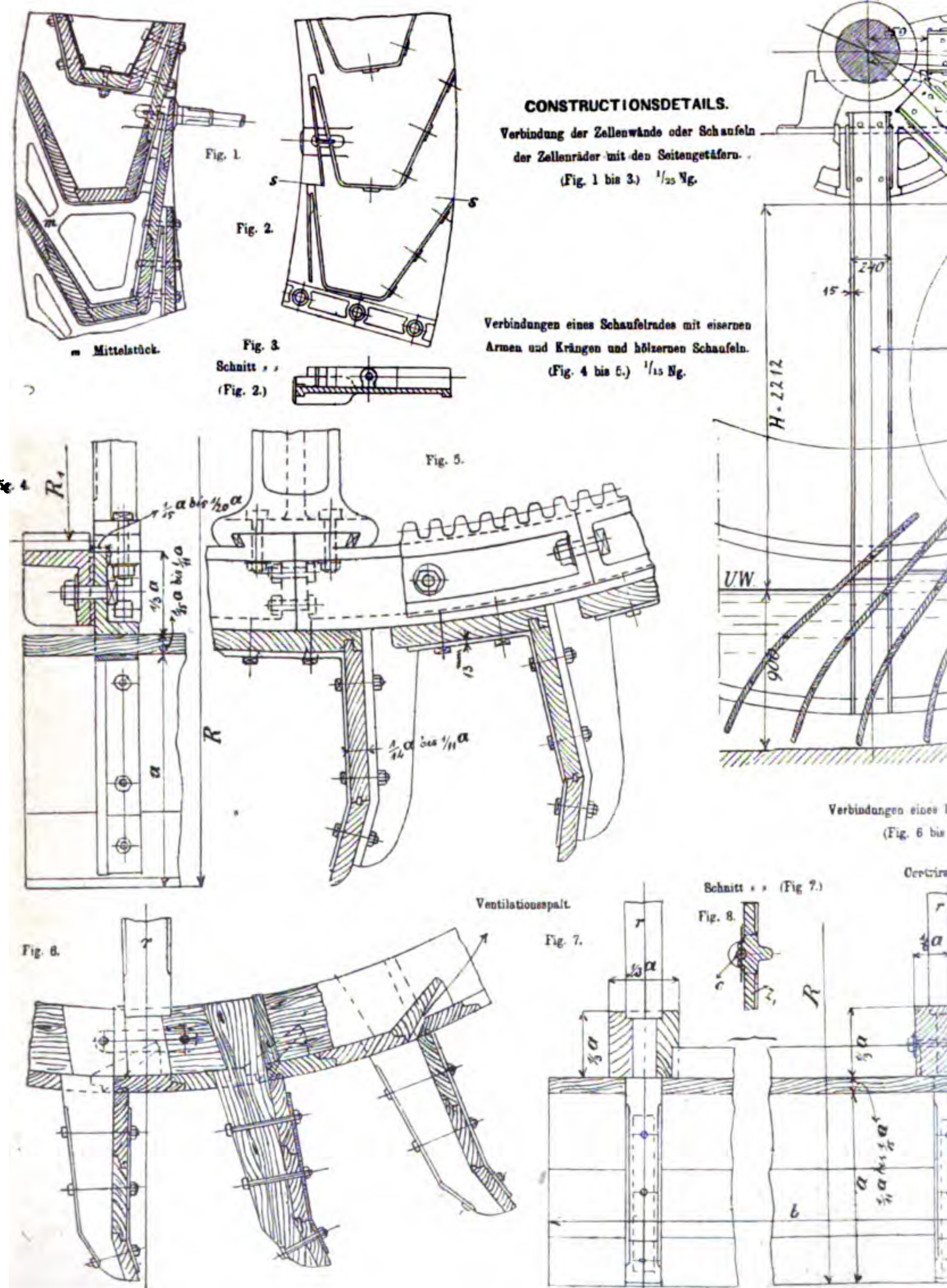

CONSTRUCTIONSDETAILS.
Verbindung der Zellenwände oder Schaufeln der Zellenräder mit den Seitengetäfern.
(Fig. 1 bis 3.) 1/25 Ng.
Fig. 1.
Fig. 2.
m Mittelstück.
Fig. 3.
Schnitt s s
(Fig. 2.)
Verbindungen eines Schaufelrades mit eisernen Armen und Krängen und hölzernen Schaufeln.
(Fig. 4 bis 5.) 1/15 Ng.
H = 2212
240
15
UW
900
Fig. 4.
Fig. 5.
Fig. 6.
Ventilationsspalt
Fig. 7.
Schnitt s s (Fig 7.)
Fig. 8.

Fig. 11.

F F Fussbodenlinie im Gebäude.

E E Erdbodenlinie.

Zahnrädertabelle.

Benennung	Zähnezahl	Stichzahl	Theilung	Zahnbreite	Theilkreis	Kopfkreis	Fusskreis	Bohrung	Anmerkung
					Durchmesser				
A	180	25	78,540	350	4500	4547	4437	310	Eisen in
B	44	25	78,540	350	1100	1147	1037	270	Eisen
C	160	22	69,115	250	3520	3561	3465	270	Holz in
D	40	22	69,115	250	880	921	825	180	Eisen
E	108	23	72,257	185	2484	2527	2426	180	Holz in
F	36	23	72,257	185	828	871	770	130	Eisen

Fig. 12.

erneu Schaufelrades

1/.. Ng

Fig. 9.

Fig. 10.

Verbindung der Schaufeln und Arme mit den aus Flacheisen hergestellten Kränzen eines Sagebienrades.

($Q = 3{,}16$ Kbm./Sec; $n = 3$.)

(Fig. 11 und 12.) $^1/_{40}$ Ng.

(Nach Ausführung der k. k. l. Filial-Maschinenfabrik zu Leesdorf von Escher, Wyss & Co.

Schaufelzahl $i = 64$.

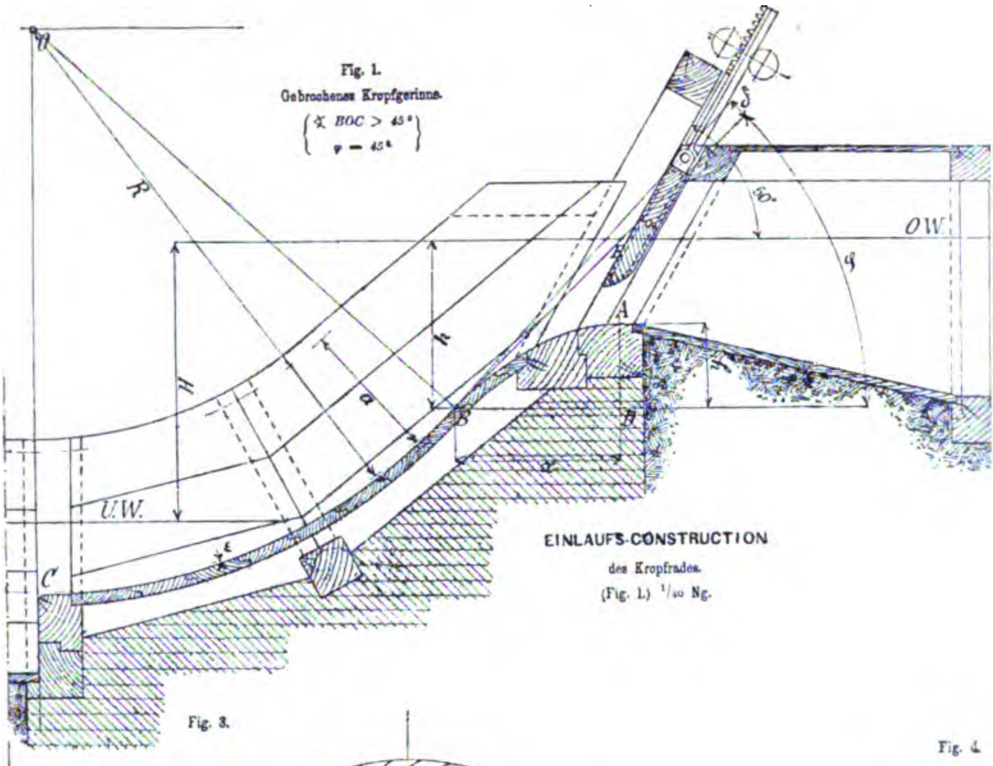
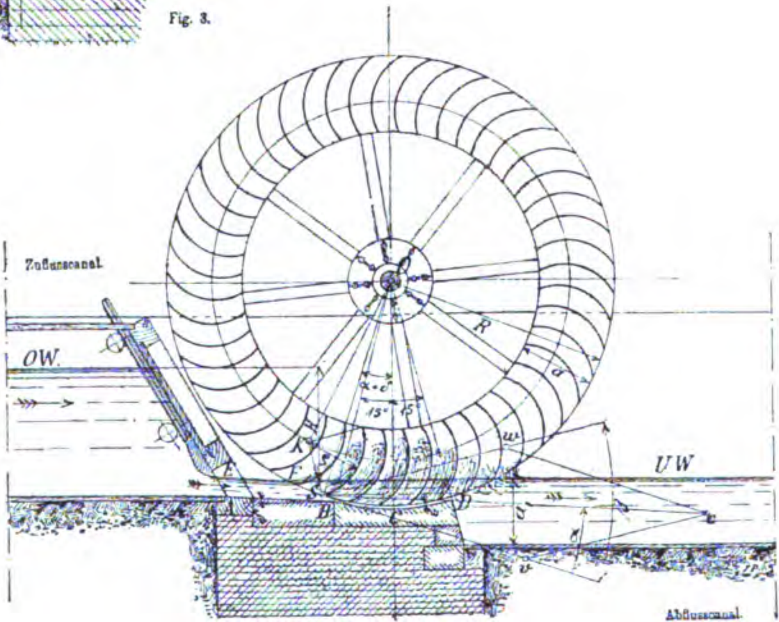


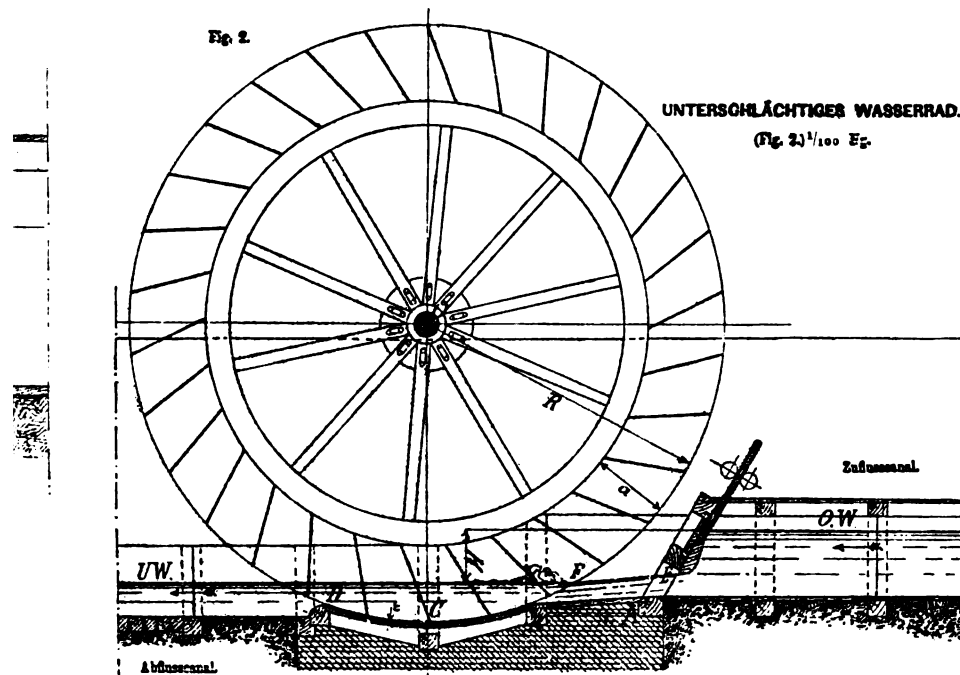
Fig. 3.

Fig. 4.

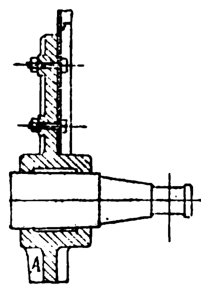


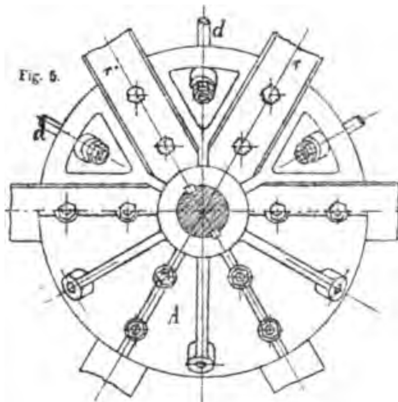
PONCELETRAD
mit Schaufel- und Einlaufsconstruction.
(Fig. 3.) 1/100 Ng.

BESSEMERSTAHL-W
zu einem Wasserrade und
Armen aus [-Eisen e
(Fig. 4 bis 8



UNTERSCHLÄCHTIGES WASSERRAD.
(Fig. 2.) 1/100 Eg.





A A Rosetten.
r r Radiale Arme.
d d Diagonalstangen.
(Fig. 4 bis 6.)

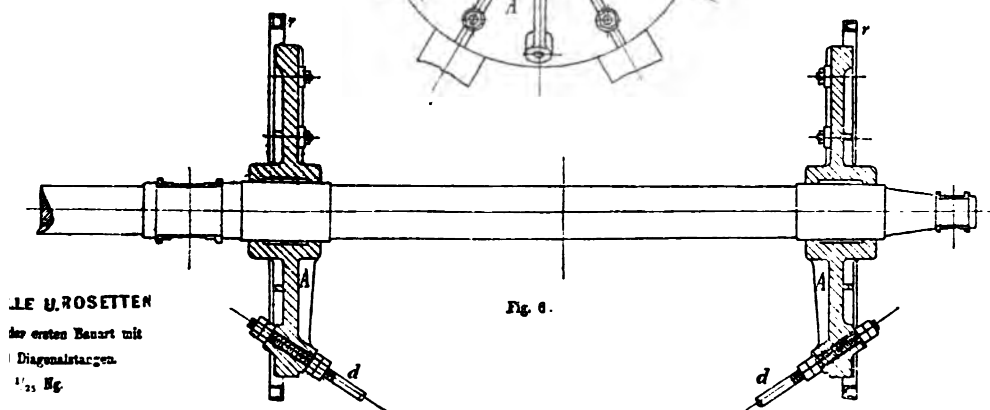


Fig. 6.

…LE U. ROSETTEN
…der ersten Bauart mit
… Diagonalstangen.
1/25 Eg.

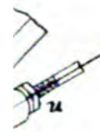
$^1/_{10}$ Ng. Fig. 6.

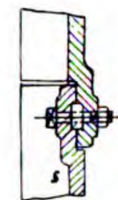
CONSTRUCTIONSDETAILS.

Details der Verbindungen eines Suspensionsrades.

(Fig. 1 bis 8.)

r	Radialstangen.	s	Seitengetäfer.
d	Diagonalstangen.	r_1	Zahnkranz.
u	Umfangsstangen.	m	Mittelgetäfer.





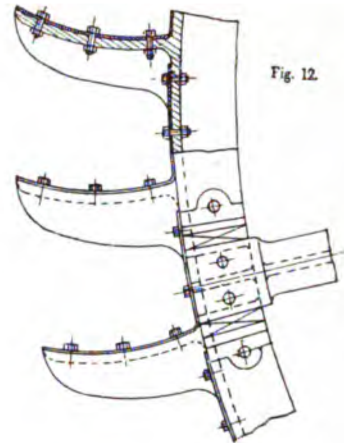
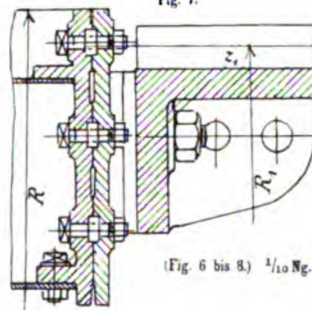


Fig. 12.

Fig. 4



Fig. 7. Fig. 8.



(Fig. 6 bis 8.) $^1/_{10}$ Ng.

Fig. 14.



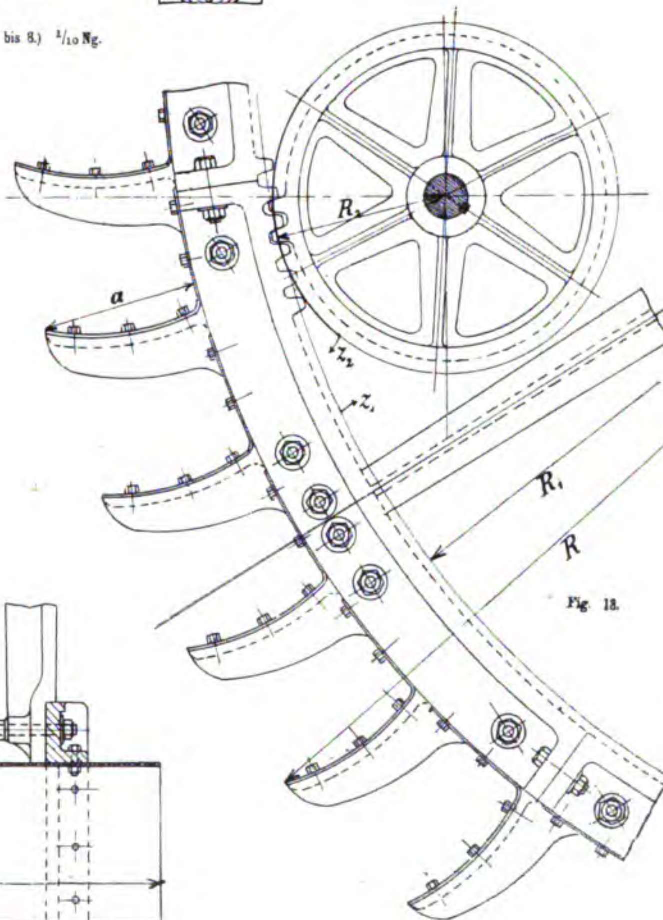
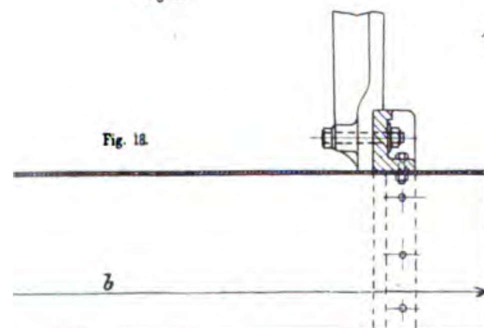


Fig. 13.

Fig. 17.

Fig. 18.





CONSTRUCTIONSDETAILS.

Verbindung der Zellenwände oder Schaufeln der Zellenräder mit den Seitengetäfern. (Fig. 1 bis 3.) 1/25 Ng.

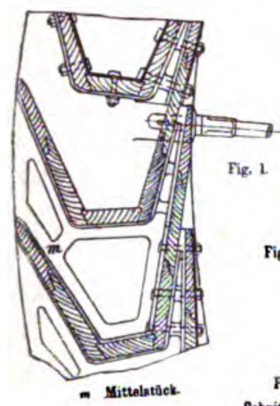


Fig. 1.

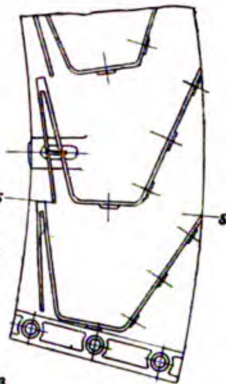


Fig. 2.

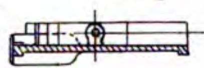


Fig. 3. Schnitt s s (Fig. 2.)

Verbindungen eines Schaufelrades mit eisernen Armen und Kränzen und hölzernen Schaufeln. (Fig. 4 bis 6.) 1/15 Ng.

Fig. 4.

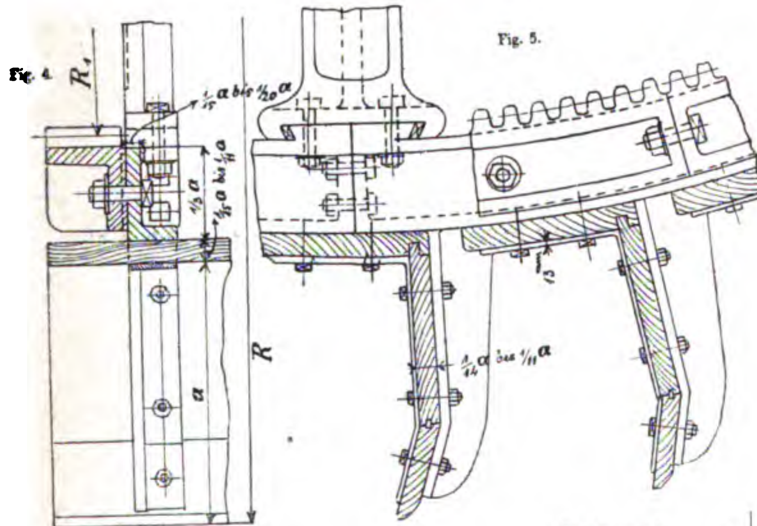


Fig. 5.

Verbindungen eines hö…
(Fig. 6 bis 1…

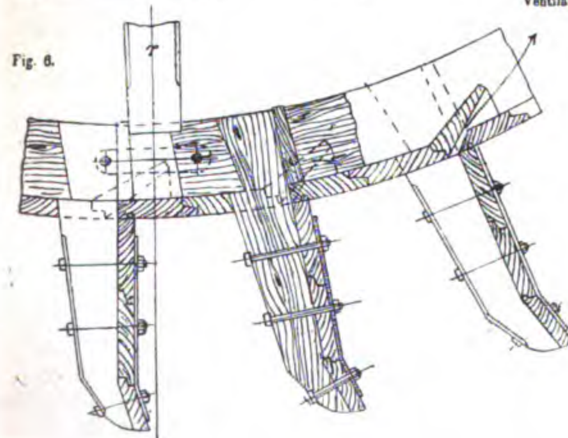


Fig. 6.

Ventilationsspalt.

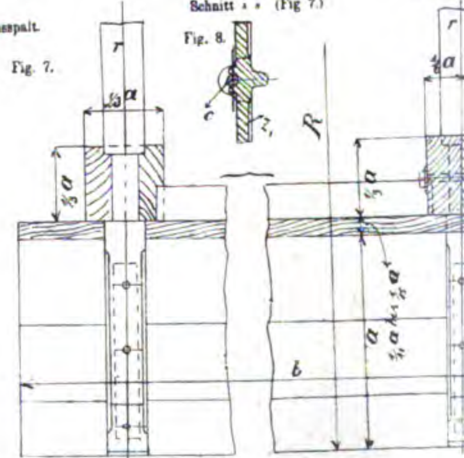
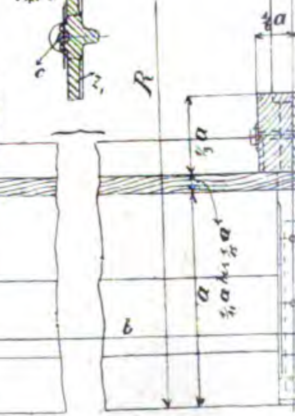
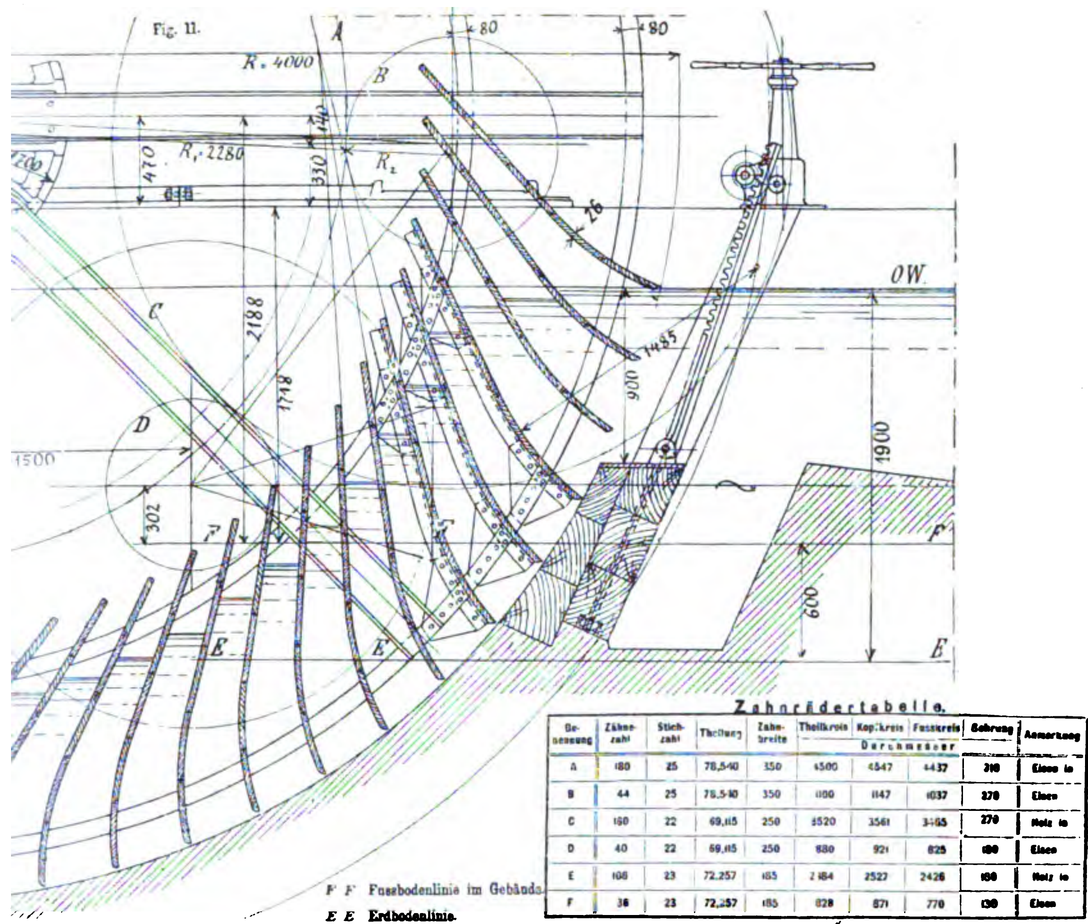


Fig. 7.

Schnitt s s (Fig. 7.)

Fig. 8.





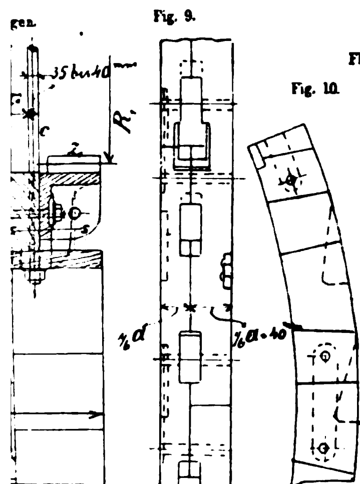
Zahnrädertabelle.

Benennung	Zähnezahl	Stichzahl	Theilung	Zahnbreite	Theilkreis (Durchmesser)	Kopfkreis (Durchmesser)	Fusskreis (Durchmesser)	Bohrung	Anmerkung
A	180	25	78,540	350	4500	4547	4437	310	Eisen in
B	44	25	78,540	350	1100	1147	1037	270	Eisen
C	160	22	69,115	250	3520	3561	3465	270	Holz in
D	40	22	69,115	250	880	921	825	180	Eisen
E	108	23	72,257	185	2484	2527	2426	180	Holz in
F	36	23	72,257	185	828	871	770	130	Eisen

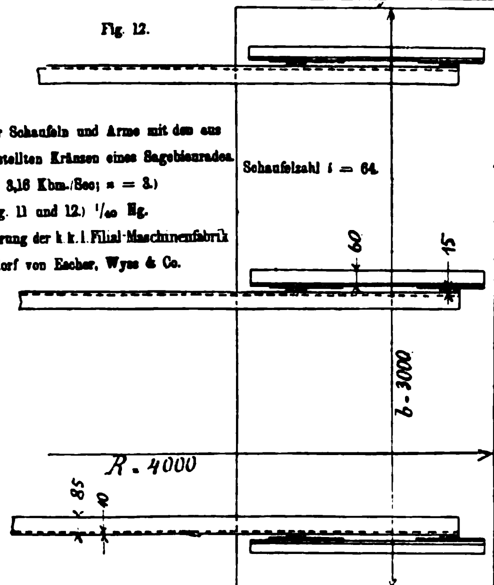
F F Fussbodenlinie im Gebäude.
E E Erdbodenlinie.

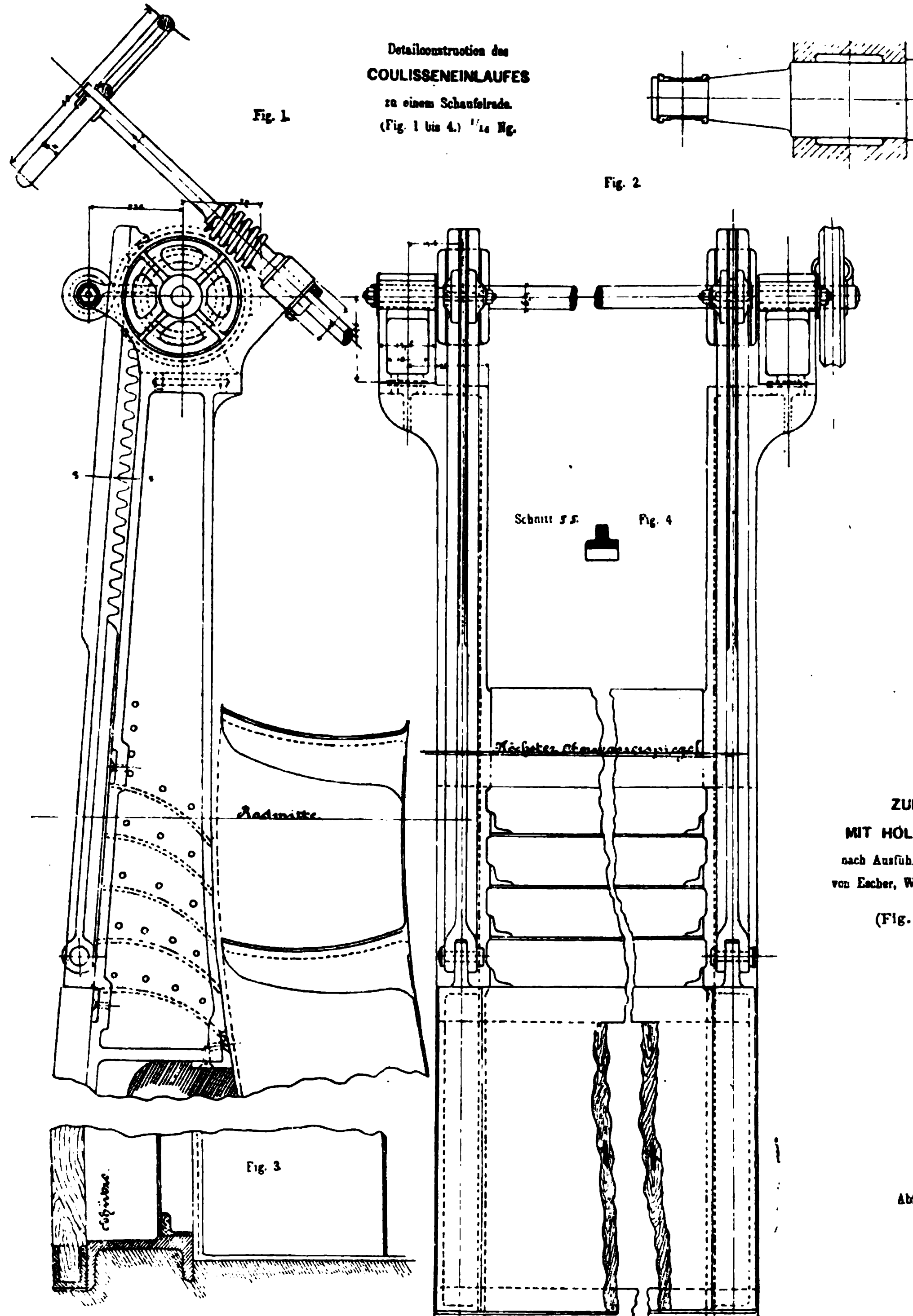
ernen Schaufelrades
) 1/.. Ng

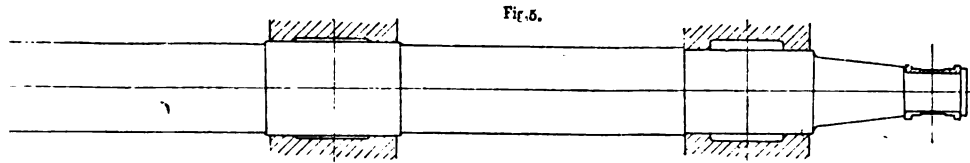
gen.



Verbindung der Schaufeln und Arme mit den aus Flacheisen hergestellten Kränzen eines Sägeblechrades.
($Q = 3{,}16$ Kbm./Sec; $n = 3$.)
(Fig. 11 und 12.) 1/40 Ng.
(Nach Ausführung der k. k. I. Filial-Maschinenfabrik zu Leesdorf von Escher, Wyss & Co.



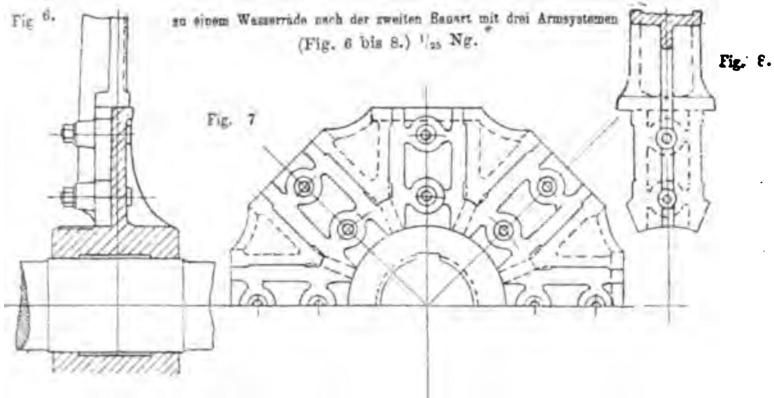

Detailconstruction des
COULISSENEINLAUFES
zu einem Schaufelrade.
(Fig. 1 bis 4.)
Fig. 1.
Fig. 2.
Schnitt
Fig. 4
Fig. 3
ZUP
MIT HÖLZ
nach Ausführ
von Escher, Wy
(Fig.
Abb



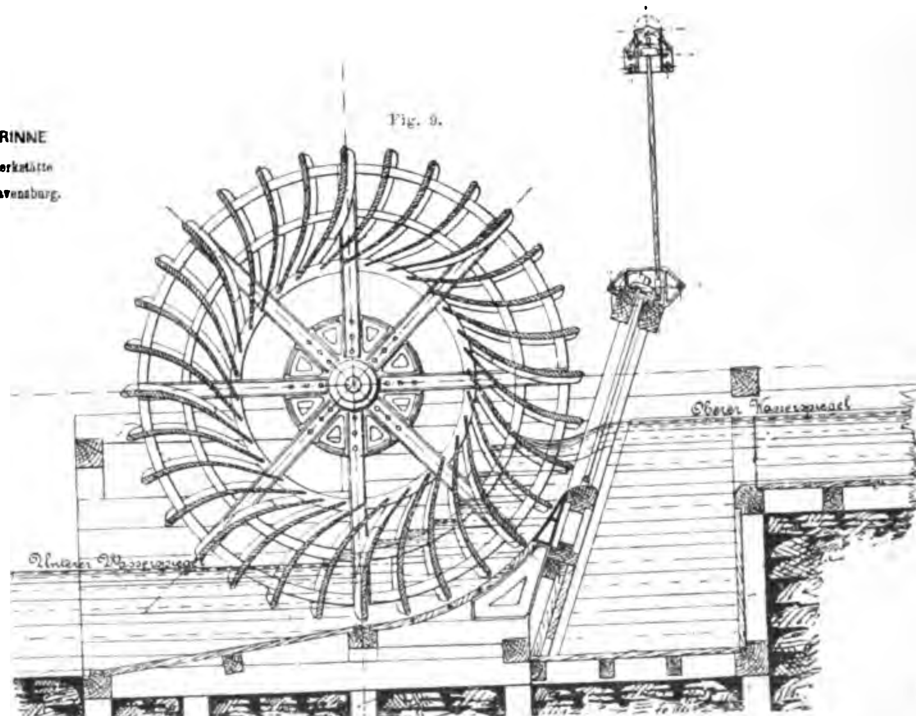
**Schmiedeiserne Welle
für ein Wasserrad
(Fig. 5.)**

**SCHMIEDEISERNE WELLE,
GUSSEISERNE ARME UND ROSETTE**

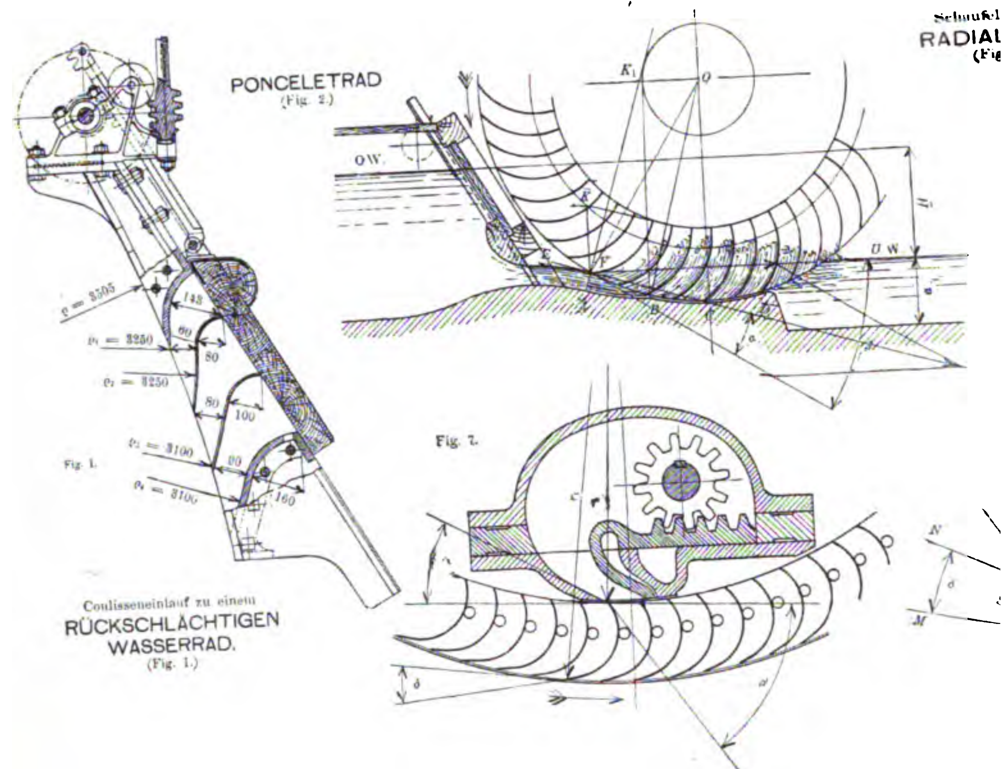
zu einem Wasserrade nach der zweiten Bauart mit drei Armsystemen
(Fig. 6 bis 8.) 1/25 Ng.

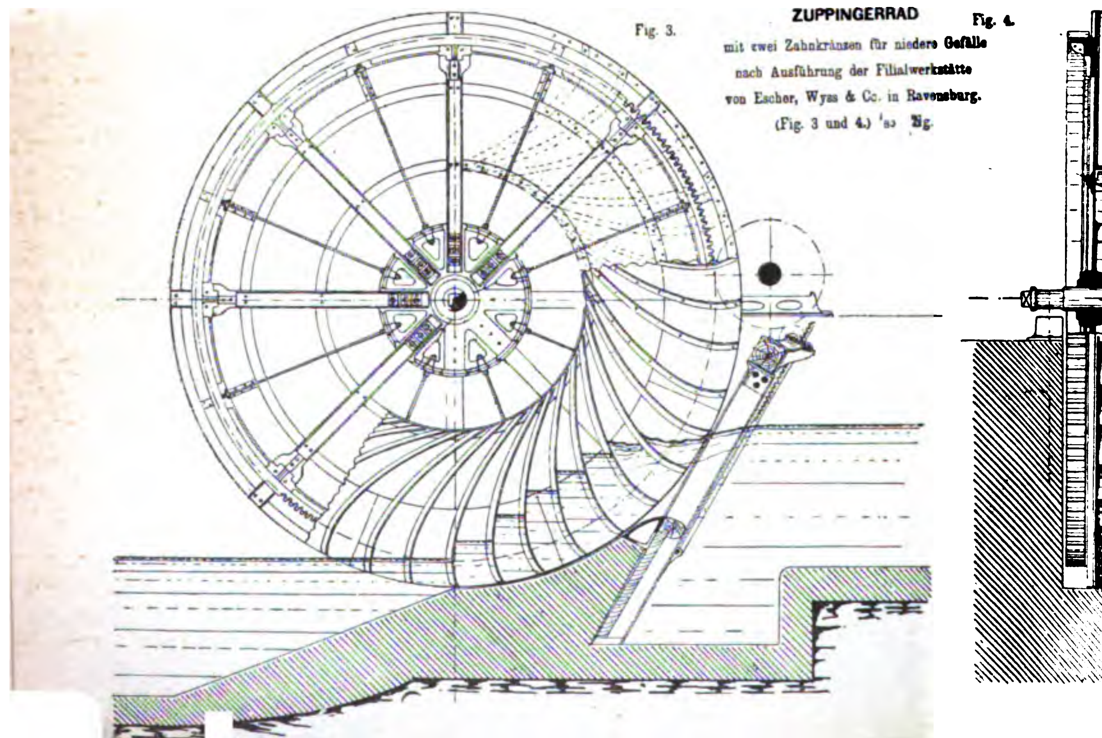


**INGERRAD
:RNEM GERINNE
g der Filialwerkstätte
ı & Co. in Ravensburg.
) 1/80 Ng**

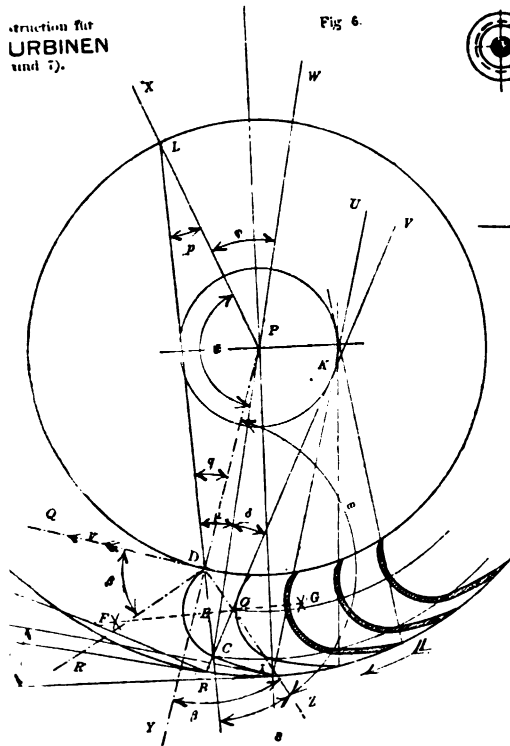


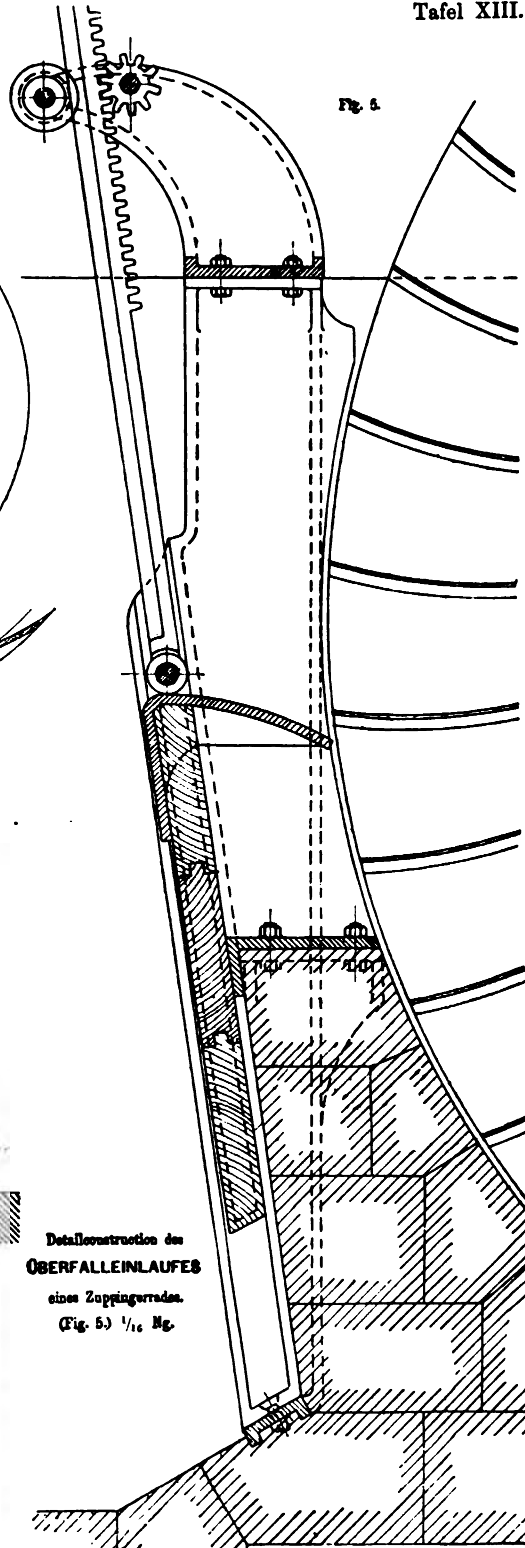
zcanal.

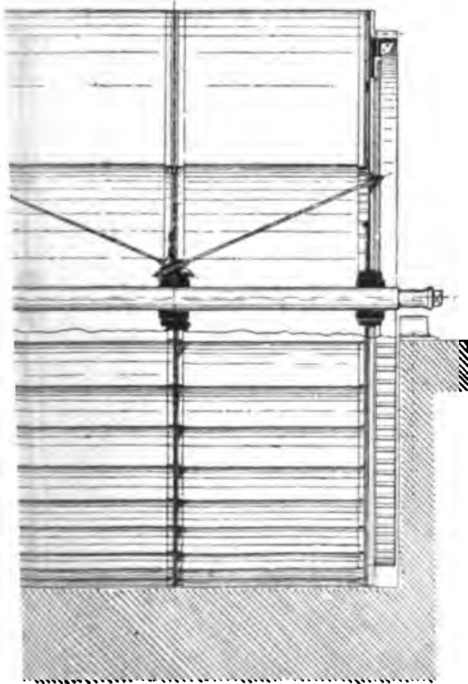

Schaufel
RADIAL
PONCELETRAD
(Fig. 2.)
O.W.
U.W.
Fig. 1.
Fig. 2.
Coulisseneinlauf zu einem
RÜCKSCHLÄCHTIGEN
WASSERRAD.
(Fig. 1.)


Fig. 3.
ZUPPINGERRAD
mit zwei Zahnkränzen für niedere Gefälle
nach Ausführung der Filialwerkstätte
von Escher, Wyss & Co. in Ravensburg.
(Fig. 3 und 4.)
Fig. 4.

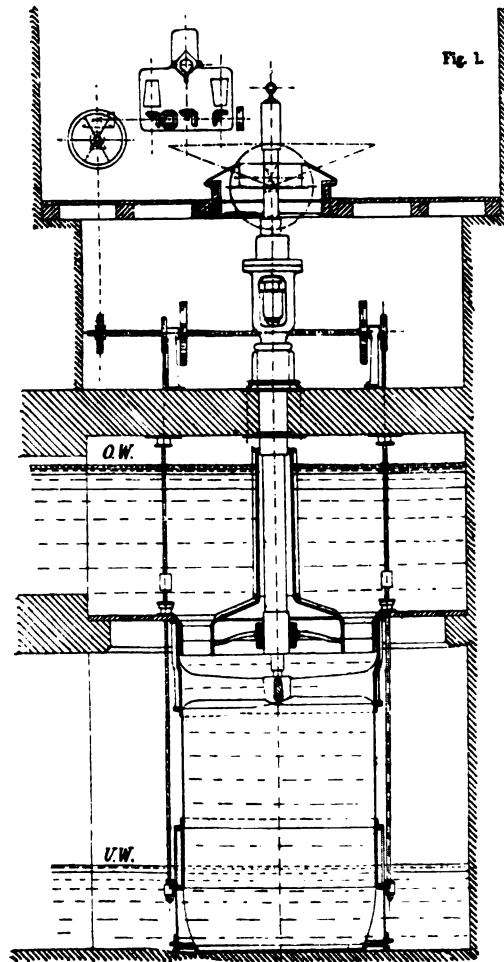
…struction für
…URBINEN
…und 7).







Detailconstruction des
OBERFALLEINLAUFES
eines Zuppingerrades.
(Fig. 5.) 1/16 Ng.



JONVALTURBINE MIT SAUGROHR.

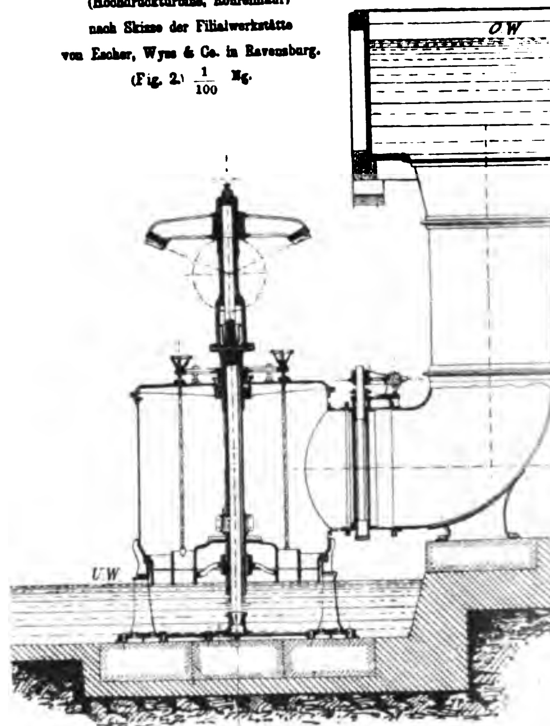
(Niederdruckturbine, Offener Einlauf) für

$H = 6{,}3$ m; $Q = 4{,}750$ Kbm/Sec; $\eta = 0{,}74$; $N_n = 250^e$

nach Skizze der Filialwerkstätte

von Escher, Wyss & Co. in Ravensburg.

(Fig. 1.) $\frac{1}{100}$ Ng.



JONVALTURBINE MIT DRUCKROHR

(Hochdruckturbine, Rohreinlauf)

nach Skizze der Filialwerkstätte

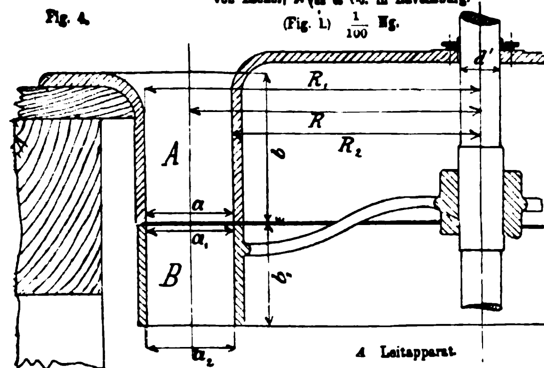
von Escher, Wyss & Co. in Ravensburg.

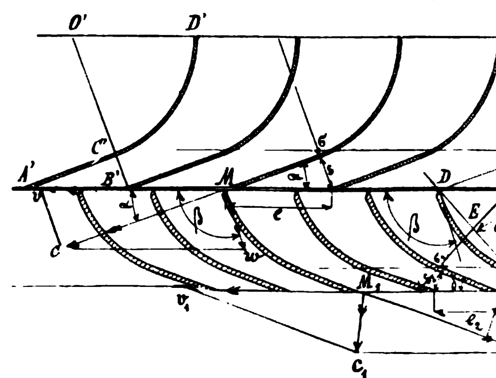
(Fig. 2.) $\frac{1}{100}$ Ng.

SCHAUFELCONSTRUCTIO

DER JONVALTURBINE.

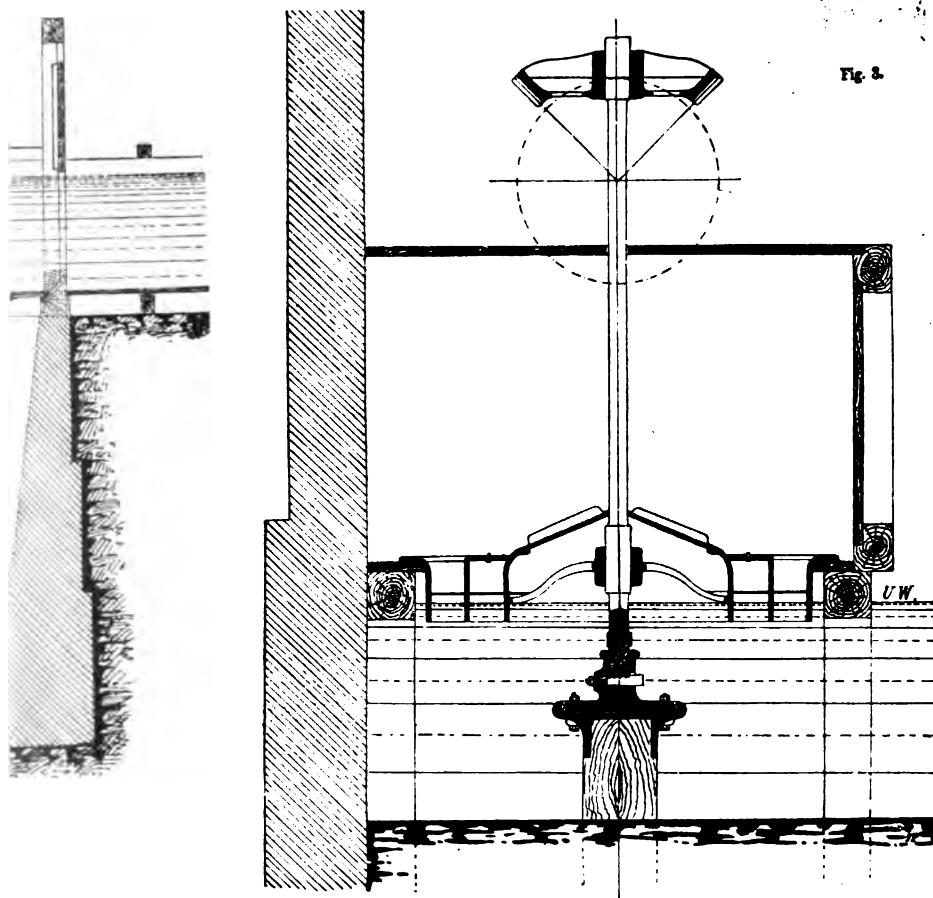
(Fig. 4 bis 7.) $^1/_{20}$ Ng.





Tafel XIV

Fig. 3.



JONVALTURBINE

MIT ZWEI ABTHEILUNGEN

für veränderliche Wassermengen mit Pockholzzapfen

nach Skizze der Filialwerkstätte

von Escher, Wyss & Co. in Ravensburg

(Fig. 3.) 1/80 Ng.

Fig. 6.

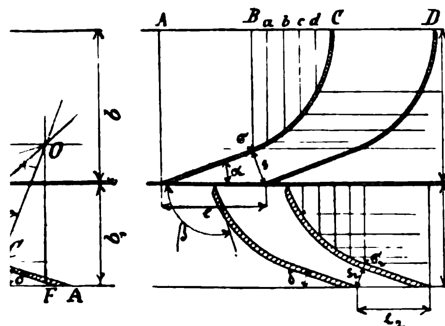
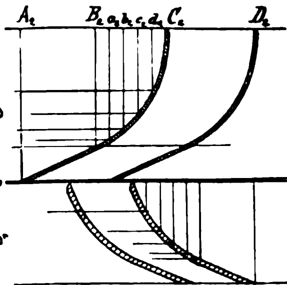


Fig. 7.



$CD = e = \frac{2 . \pi . R}{i}$

$C_2 D_2 = e . \frac{R_2}{R}$;

$A_2 C_2 = AC . \frac{R_2}{R}$; $A_2 B_2 = AB . . \frac{R_2}{R}$

$Ba = ab = bc = cd = dC = \frac{1}{5} BC$

$B_2 a_2 = a_2 b_2 = b_2 c_2 = c_2 d_2 = d_2 C_2 = \frac{1}{5} B_2$

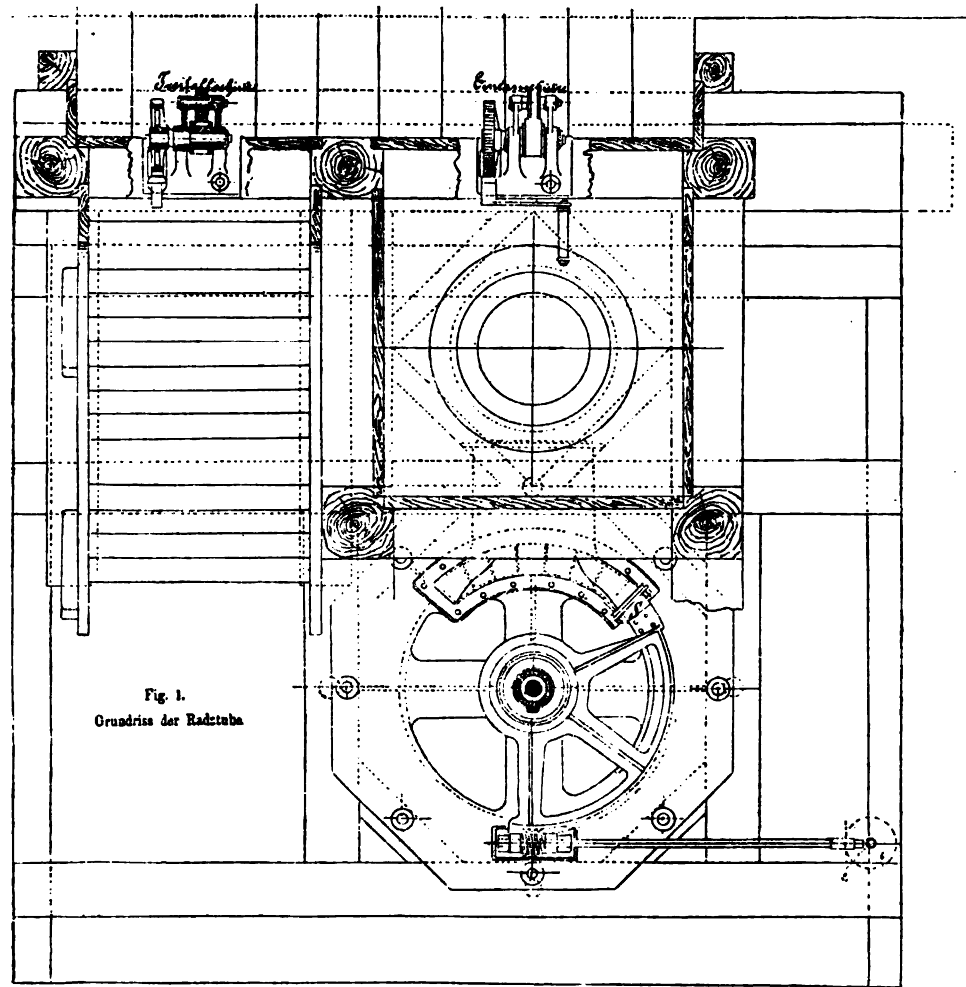


Fig. 1.
Grundriss der Radstube

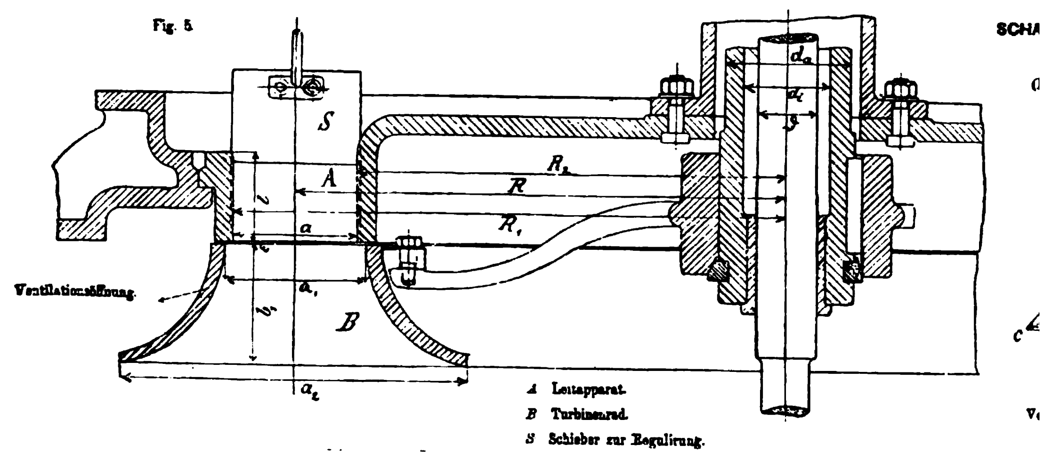


Fig. 5.

A Leitapparat.
B Turbinenrad.
S Schieber zur Regulirung.

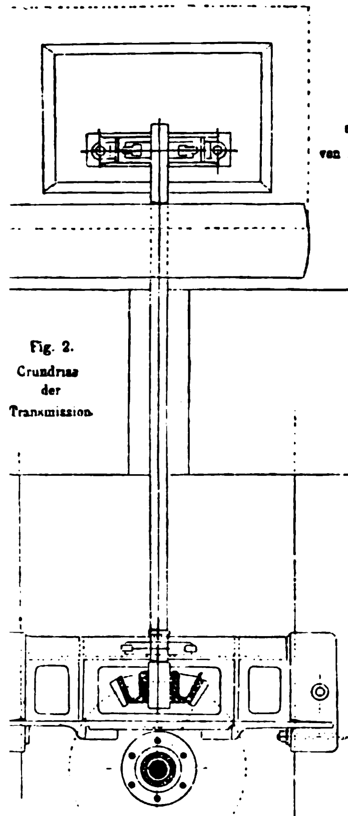


Fig. 2.
Grundriss
der
Transmission.

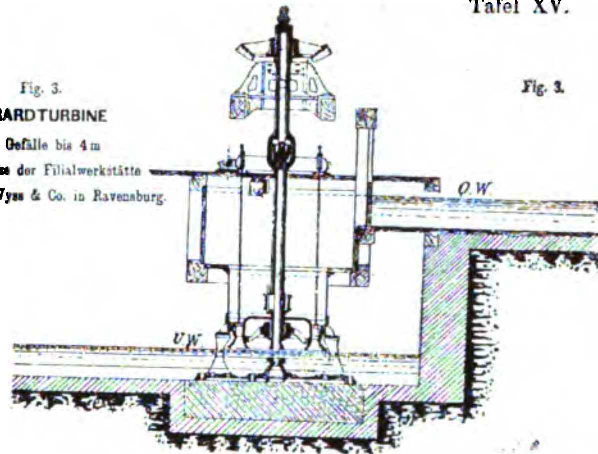


Fig. 3.

GIRARDTURBINE
für Gefälle bis 4 m
nach Skizze der Filialwerkstätte
von Escher, Wyss & Co. in Ravensburg.

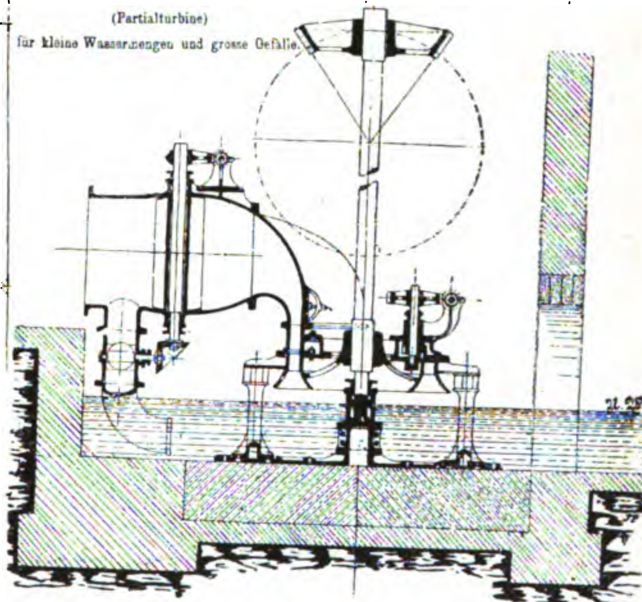


Fig. 4. GIRARDTURBINE
(Partialturbine)
für kleine Wassermengen und grosse Gefälle.

DETAILS ZUR GIRARDTURBINE.
(Fig 1 und 2) 1/30 nat. Grösse
(zu Fig. 1 bis 3 Taf. XVII.)

FELCONSTRUCTION
der Girardturbine
Fig. 4 bis 23 1/10 nat. Grösse

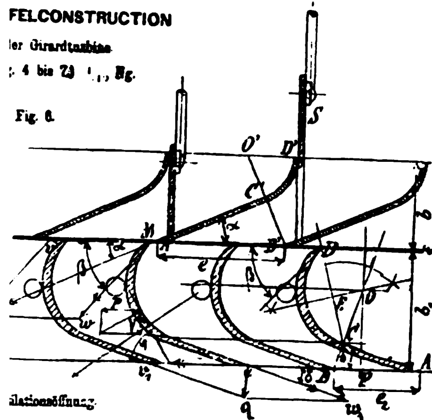


Fig. 6.

...lationsöffnung.

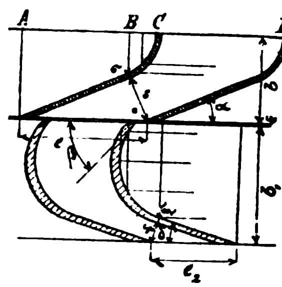


Fig. 7.

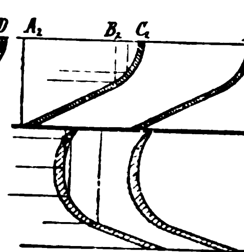
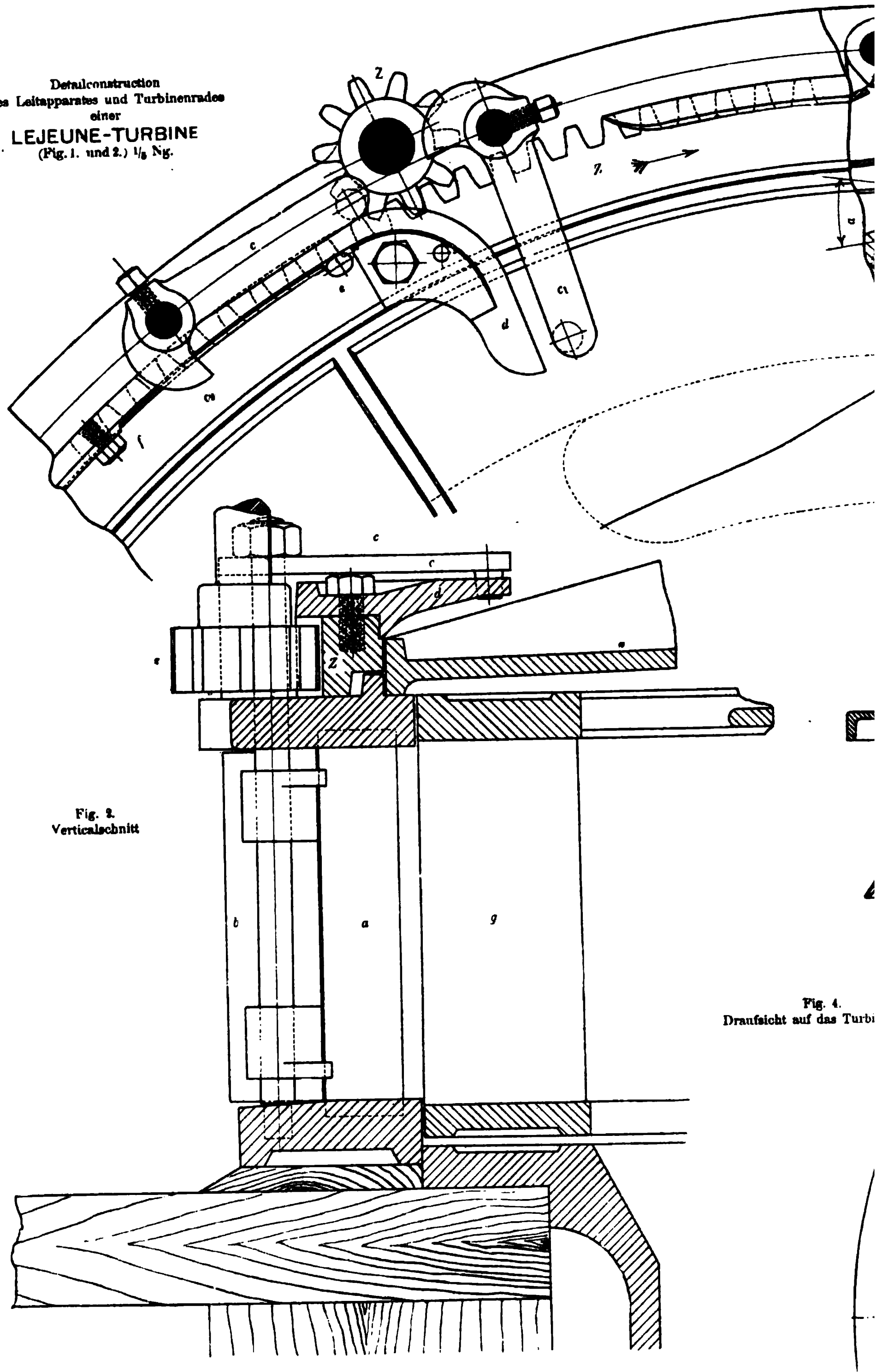


Fig. 8.


Detailconstruction
des Leitapparates und Turbinenrades
einer
LEJEUNE-TURBINE
(Fig. 1. und 2.) 1/8 Ng.
Fig. 2.
Verticalschnitt
Fig. 4.
Draufsicht auf das Turbi

Tafel XVI.

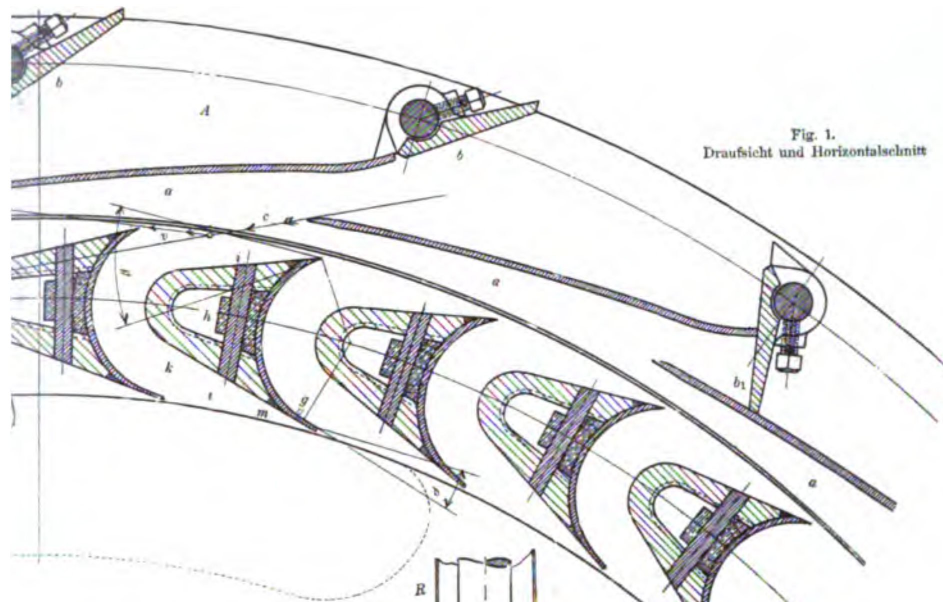
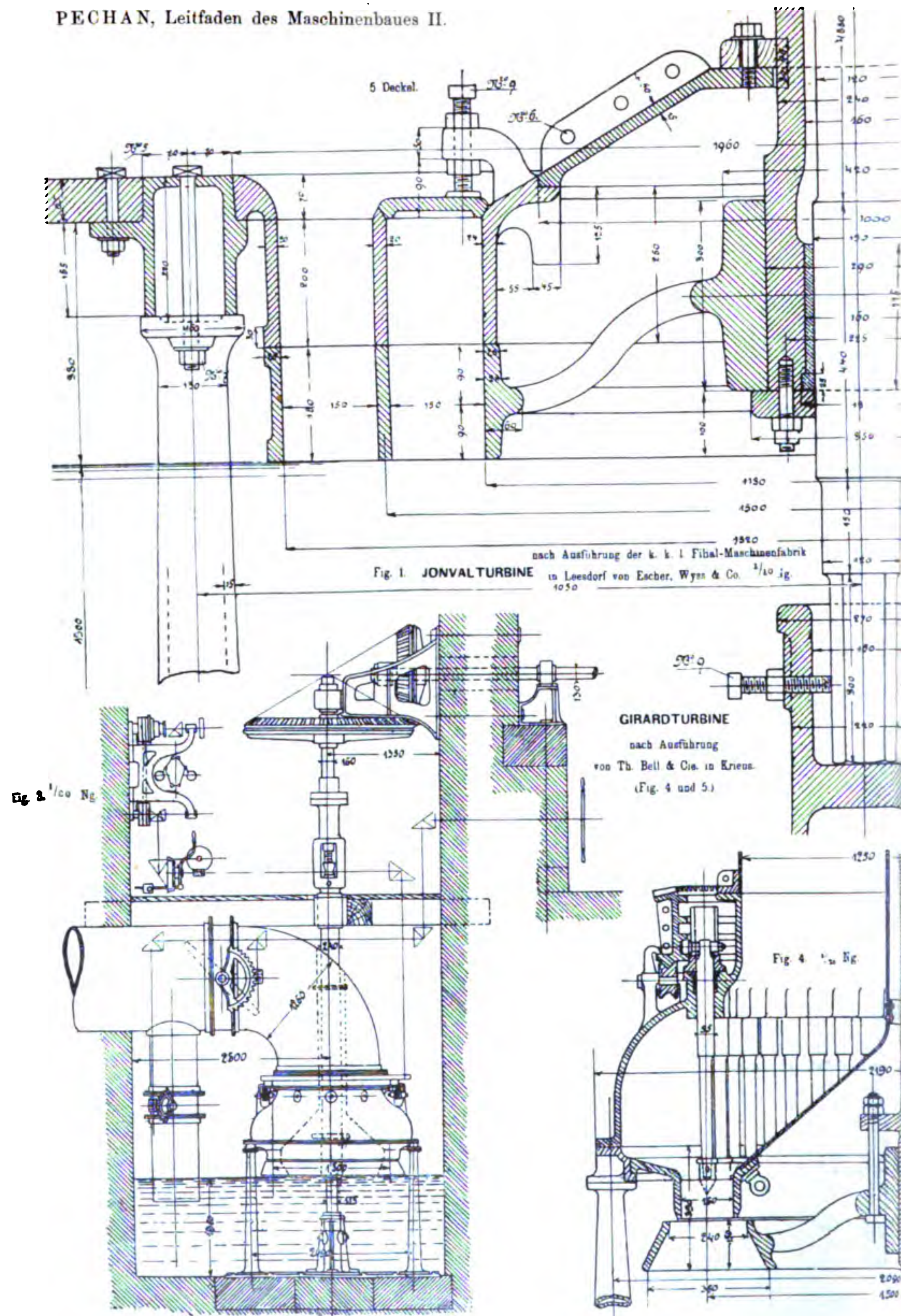


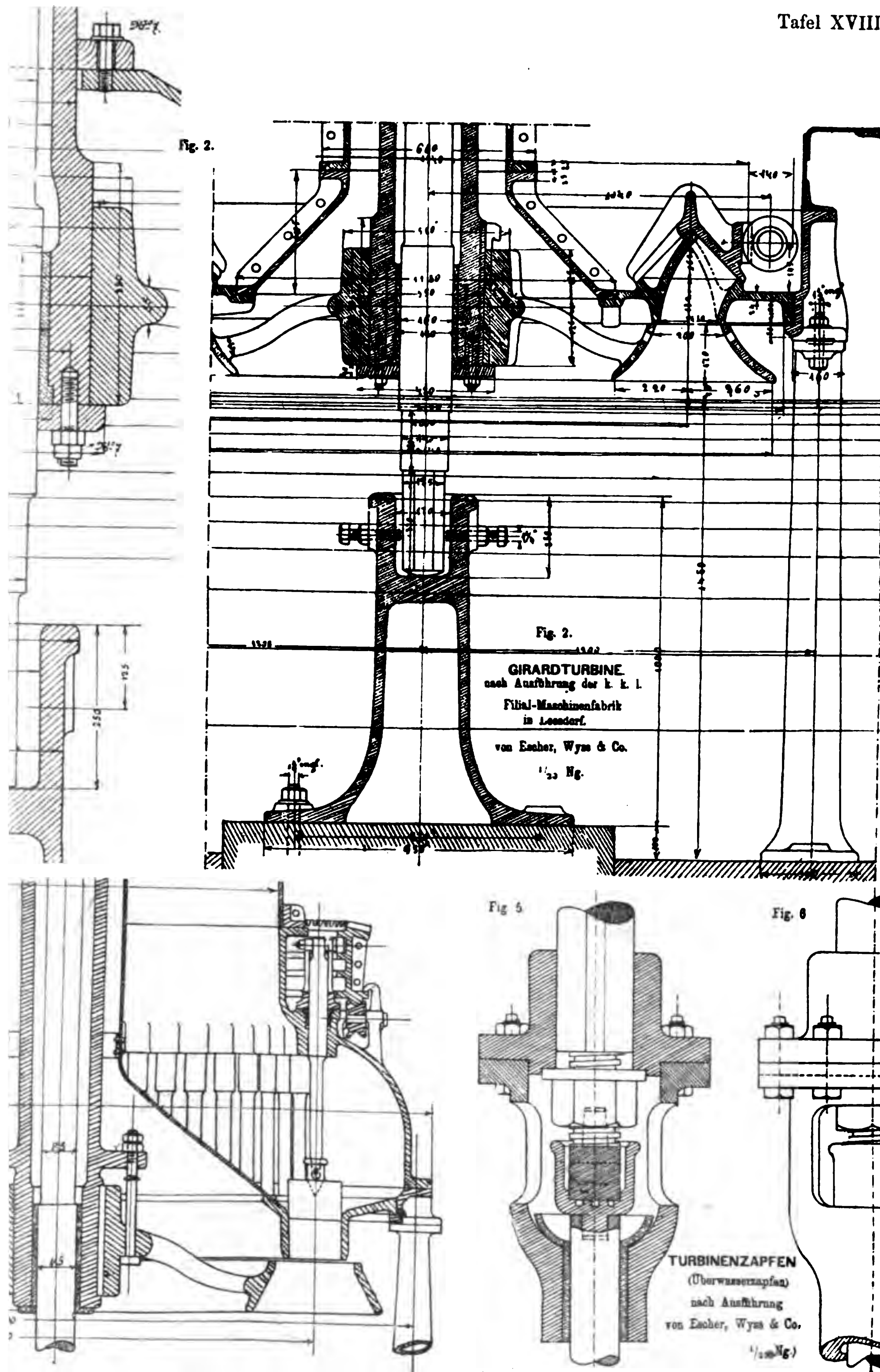
Fig. 1.
Draufsicht und Horizontalschnitt

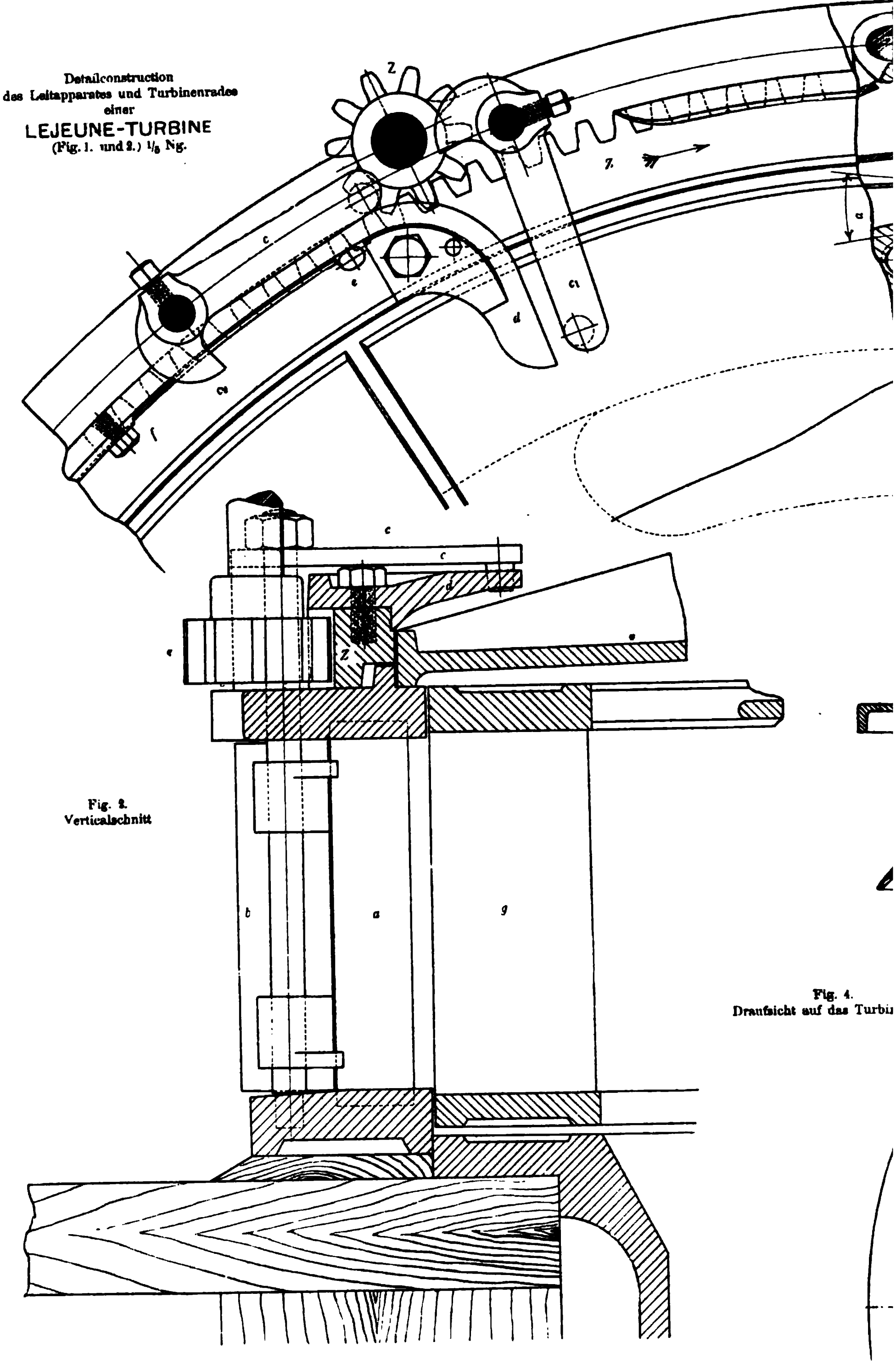
Fig. 3.
Verticalschnitt

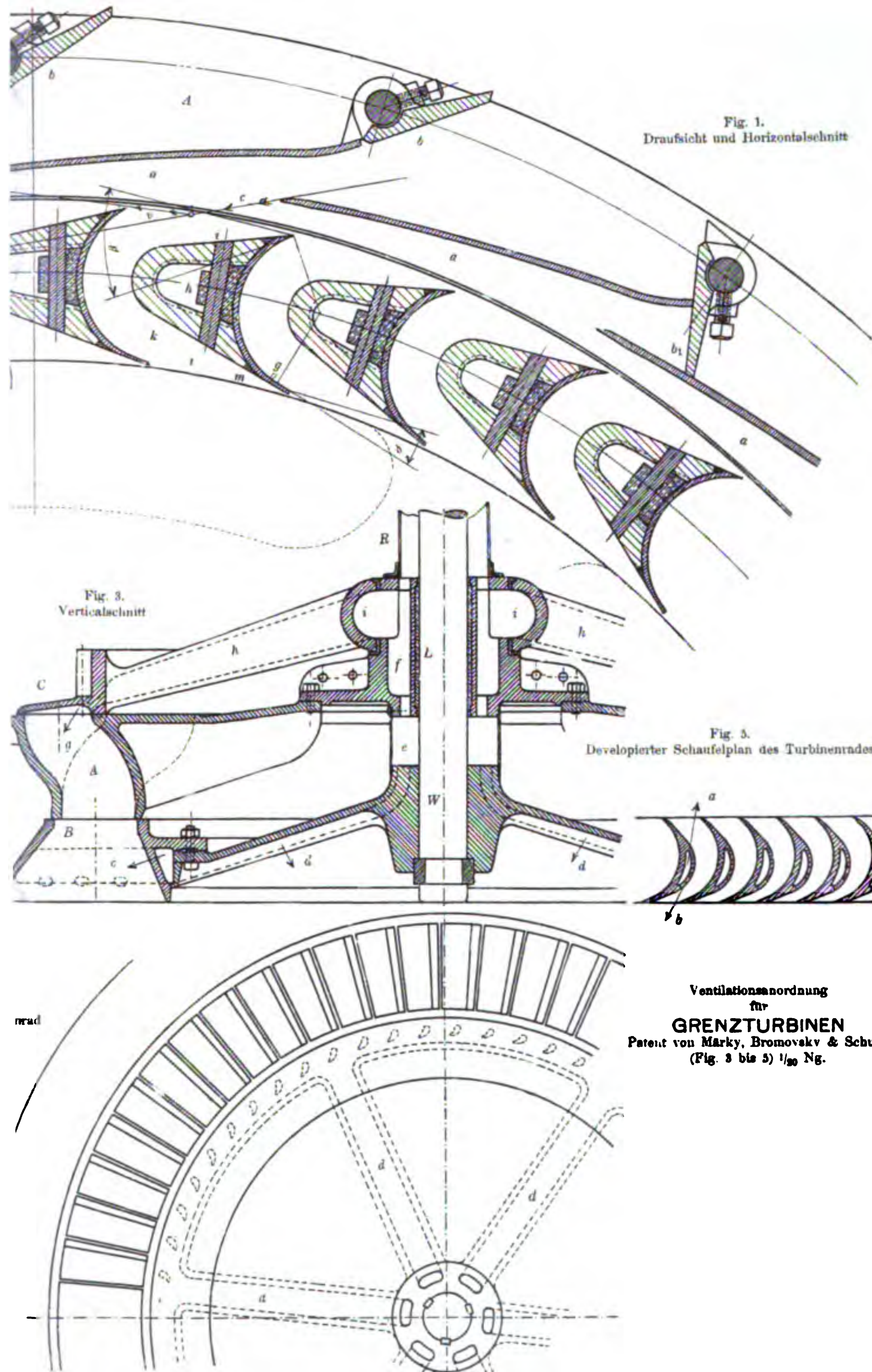
Fig. 5.
Developierter Schaufelplan des Turbinenrades

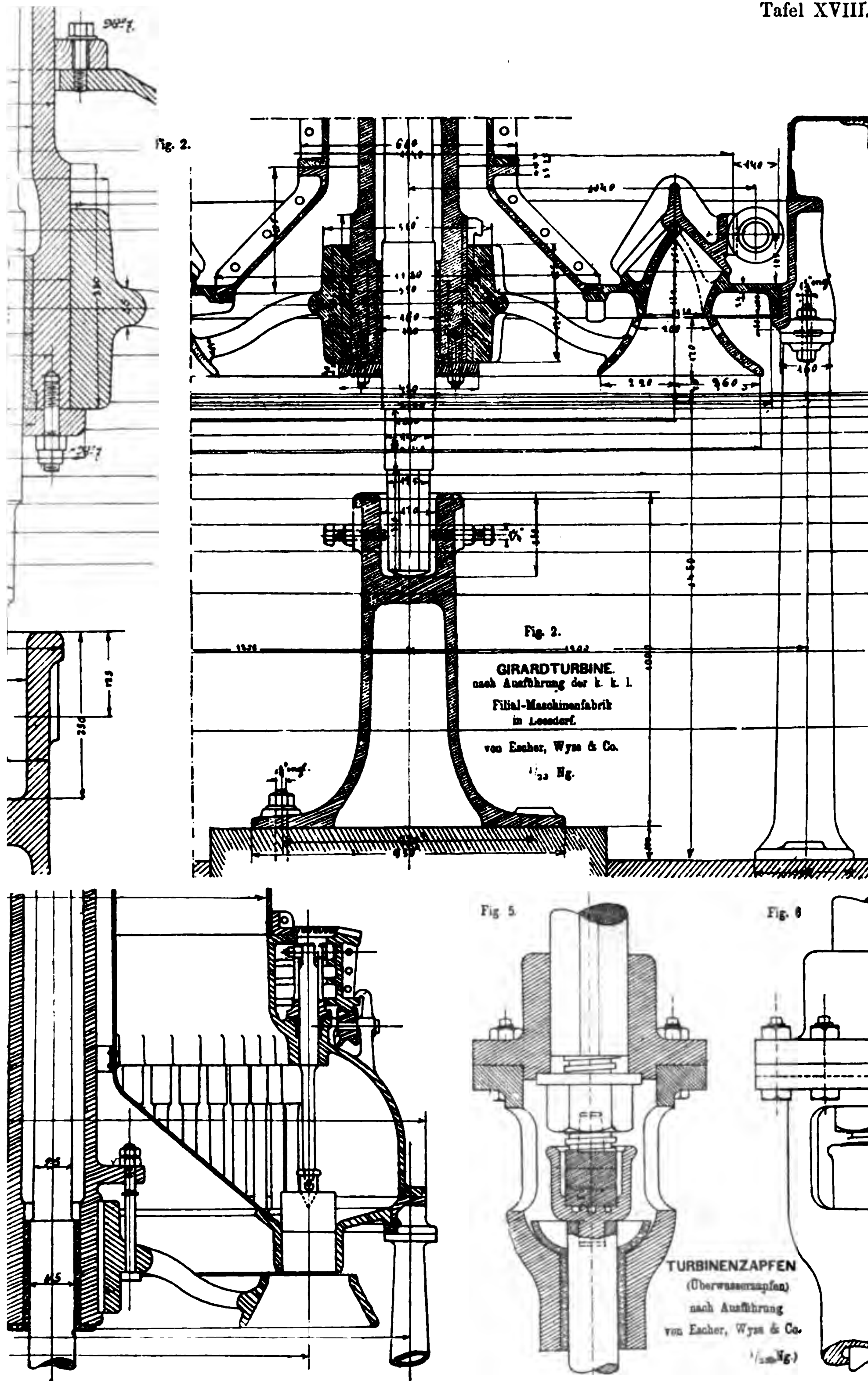
Ventilationsanordnung
für
GRENZTURBINEN
Patent von Márky, Bromovsky & Schulz
(Fig. 3 bis 5) 1/20 Ng.

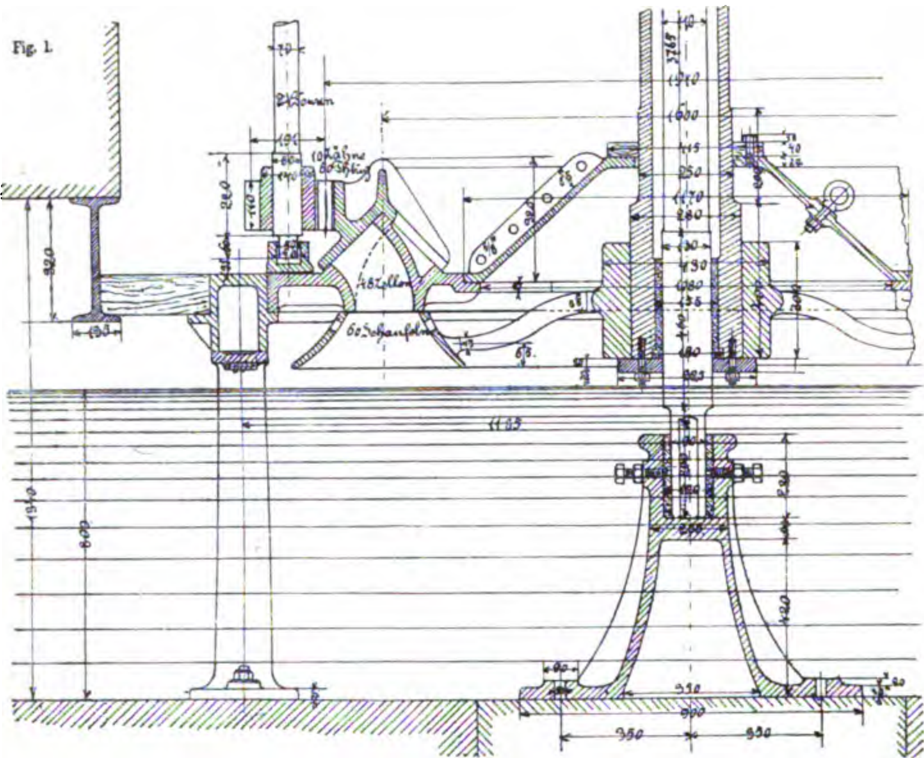

5 Deckel.
Fig. 1. JONVALTURBINE
nach Ausführung der k. k. l. Fibal-Maschinenfabrik
in Leesdorf von Escher, Wyss & Co. 1/10 ng.
GIRARDTURBINE
nach Ausführung
von Th. Bell & Cie. in Kriens.
(Fig. 4 und 5.)
Fig. 3 1/100 Ng.
Fig. 4 1/25 Ng.

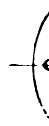

Fig. 2.
Fig. 2.
GIRARDTURBINE
nach Ausführung der k. k. l.
Filial-Maschinenfabrik
in Leesdorf.
von Escher, Wyss & Co.
Fig. 5.
Fig. 6
TURBINENZAPFEN
(Überwasserzapfen)
nach Ausführung
von Escher, Wyss & Co.


Detailconstruction
des Leitapparates und Turbinenrades
einer
LEJEUNE-TURBINE
(Fig. 1. und 2.) 1/8 Ng.
Fig. 2.
Verticalschnitt
Fig. 4.
Draufsicht auf das Turbi


Fig. 1.
Draufsicht und Horizontalschnitt
Fig. 3.
Verticalschnitt
Fig. 5.
Developierter Schaufelplan des Turbinenrades
Ventilationsanordnung
für
GRENZTURBINEN
Patent von Märky, Bromovsky & Schulz
(Fig. 3 bis 5) 1/20 Ng.


Fig. 2.
Fig. 2.
GIRARDTURBINE.
nach Ausführung der k. k. l.
Filial-Maschinenfabrik
in Leesdorf.
von Escher, Wyss & Co.
Fig. 5.
Fig. 6
TURBINENZAPFEN
(Überwasserzapfen)
nach Ausführung
von Escher, Wyss & Co.





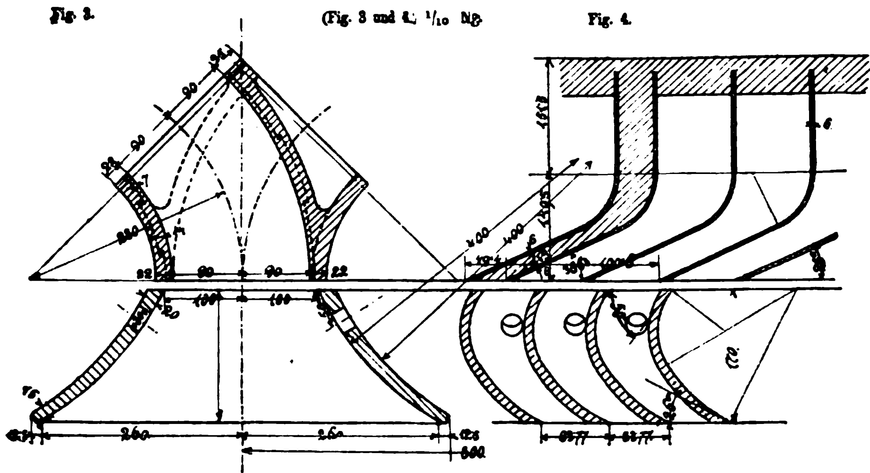
GIRARDTURBINE

(Niederdruckturbine)

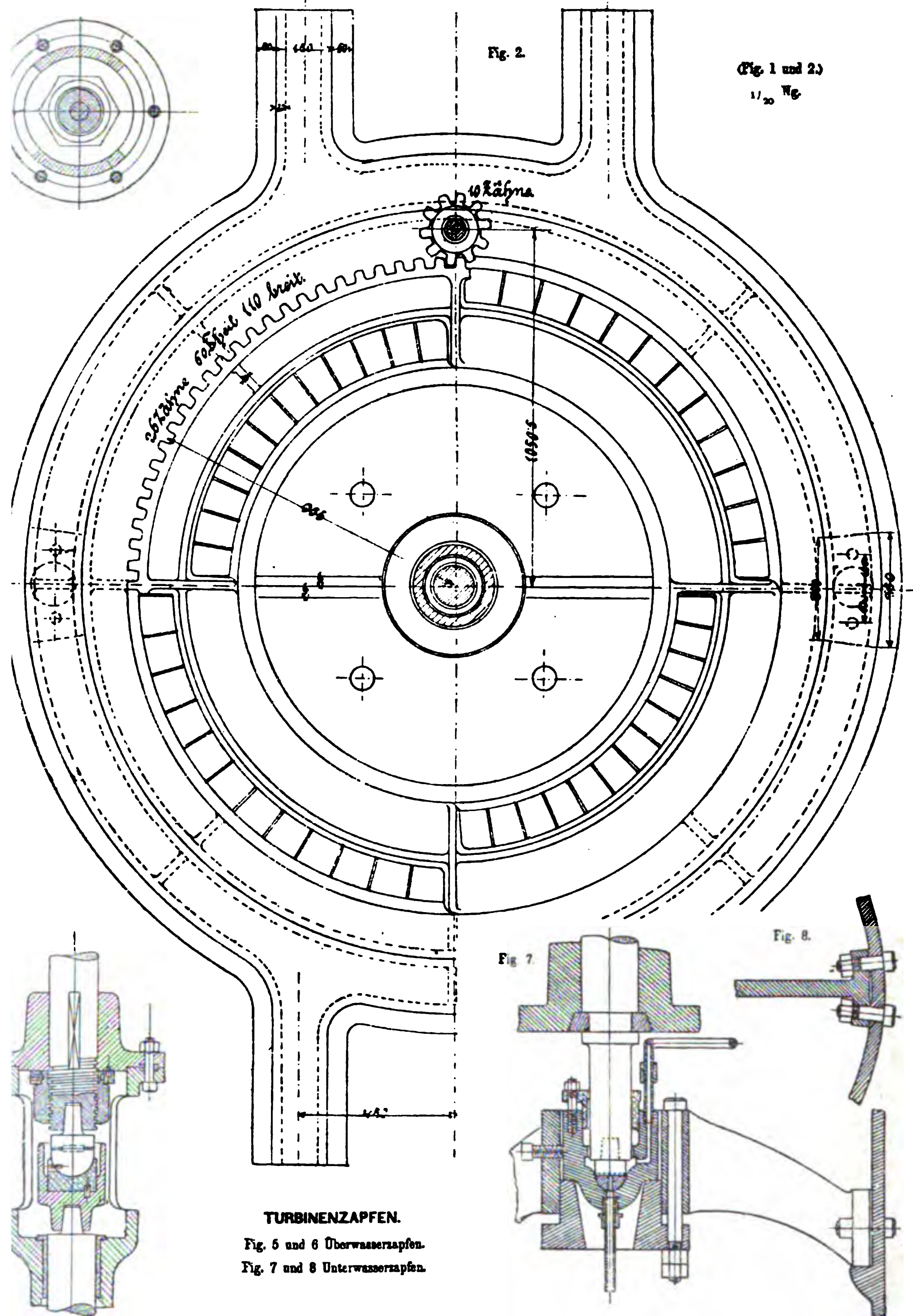
nach Ausführung der k. k. l. Filial-Maschinenfabrik

in Leesdorf von Escher, Wyss & Co.

(Fig. 1 bis 4.)



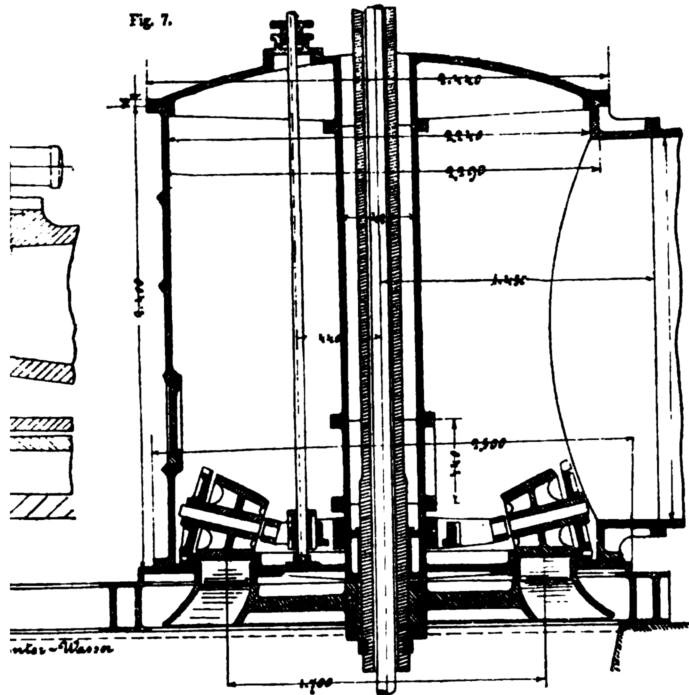




TURBINENZAPFEN.

Fig. 5 und 6 Überwasserzapfen.

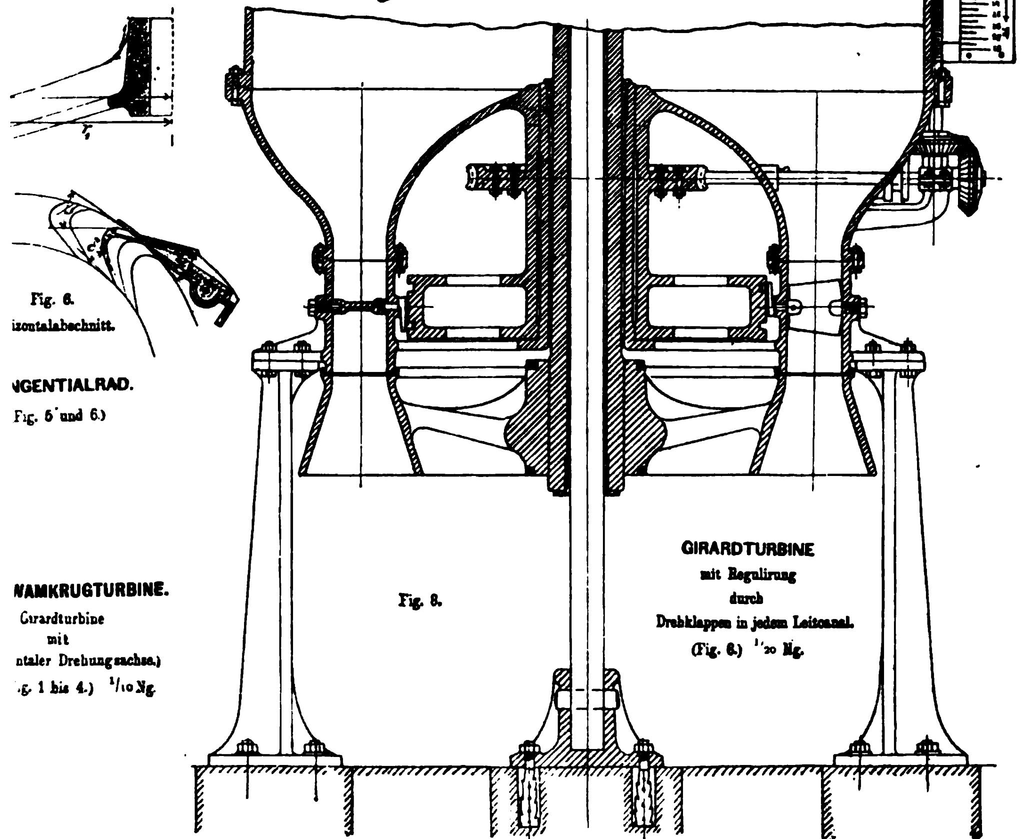
Fig. 7 und 8 Unterwasserzapfen.



GRENZTURBINE
mit Regulirung durch Lederplatten
und Aufwicklungsconussen.
(Fig. 7.) 1/20 Ng.

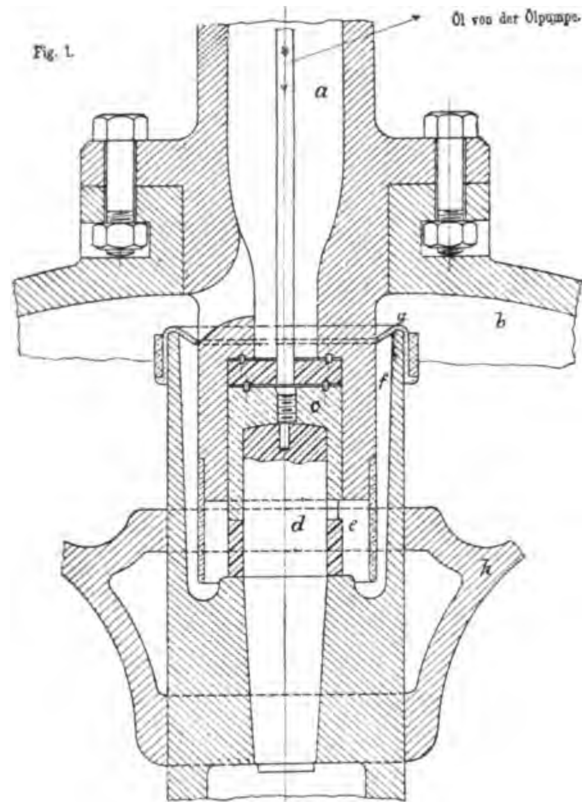
Fig. 6.
...izontalabschnitt.

...NGENTIALRAD.
(Fig. 5 und 6.)



GIRARDTURBINE
mit Regulirung
durch
Drehklappen in jedem Leitcanal.
(Fig. 8.) 1/20 Ng.

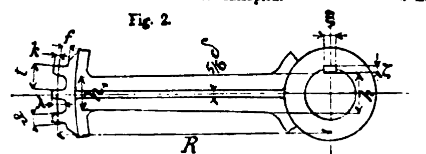
...WAMKRUGTURBINE.
(Girardturbine
mit
...ntaler Drehungsachse.)
(Fig. 1 bis 4.) 1/10 Ng.

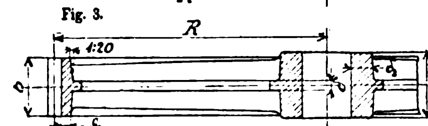


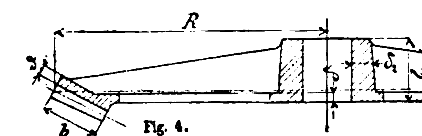
TURBINENZAPFEN DER NAGEL- UND KAEMP-TURBINEN.
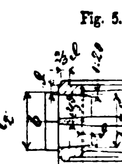
(Fig. 1) 1/8 Ng.

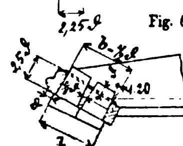
a Hohle gusseiserne Turbinenwelle
b Turbinenrad.
c Metallspurbüchse.
d Gusstahlzapfen.
e Ölkammer.
f Wasser.
g Lederstulp.
h Leitapparat oder Directionsscheibe



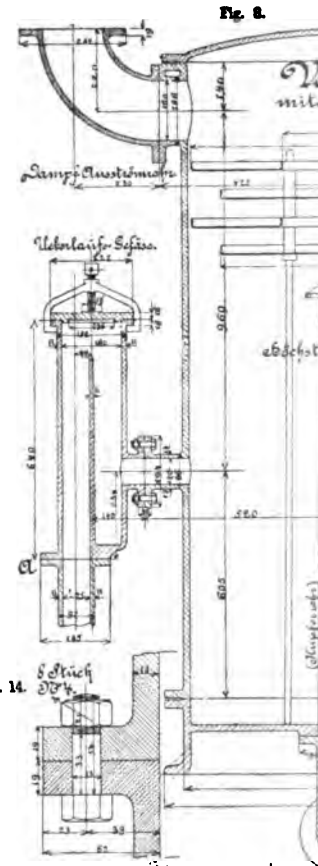








Dimensionen der Zahnräder. (Fig. 2 bis 6.) 1/20 Ng.



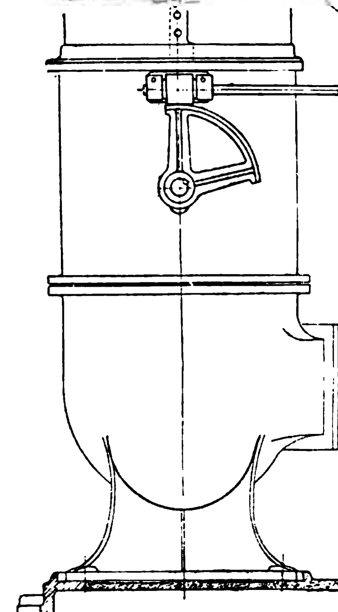


Fig. 9.

Fig. 10.

Fig. 11

Fig. 12.

Fig. 13.

VORWÄRMER

mit einströmendem Dampf

(Fig. 8, 9 u. 13) 1/20 Ng. (Fig. 10, 11, 12, 14.) 1/4 Ng.

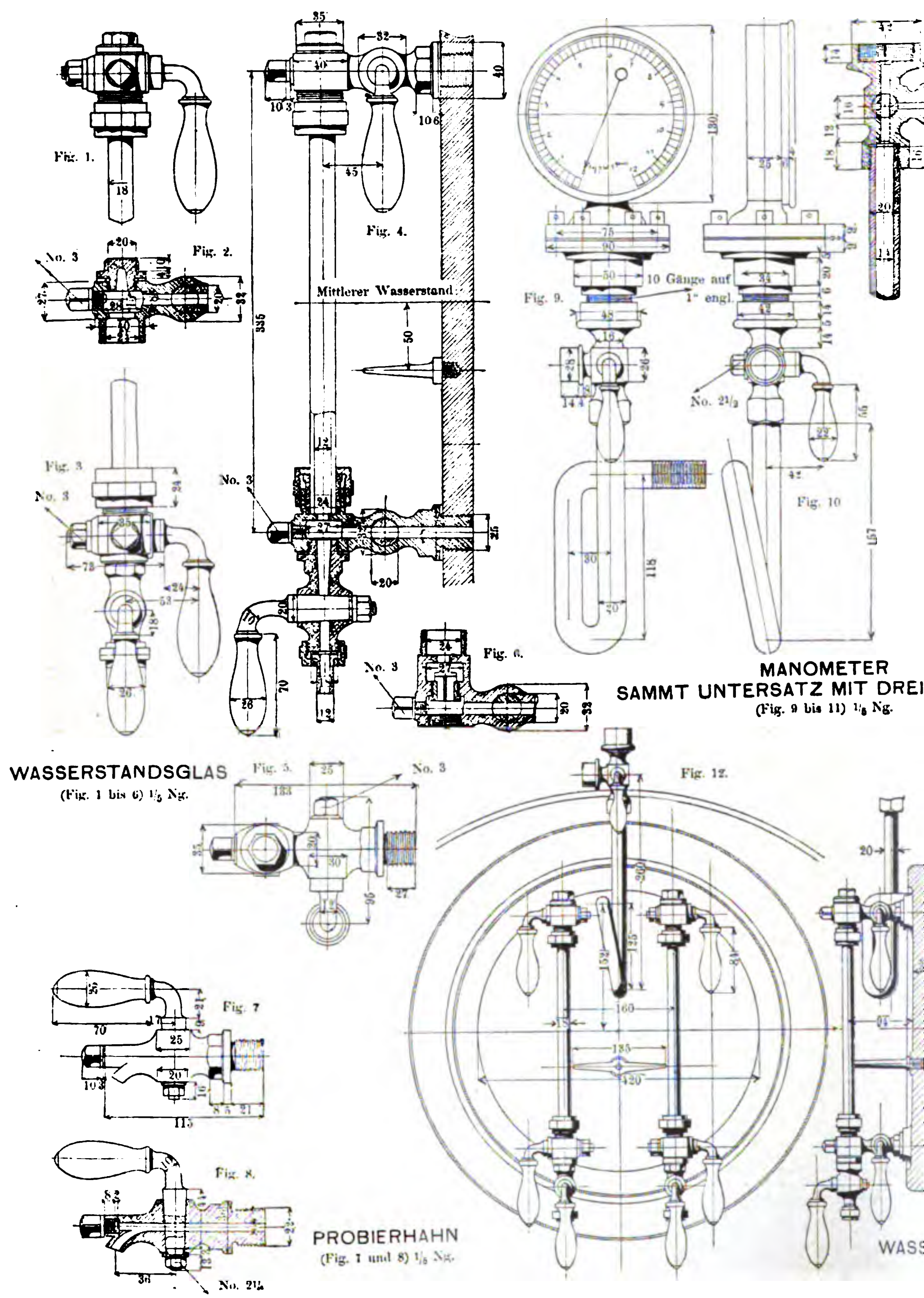
Fig. 7.

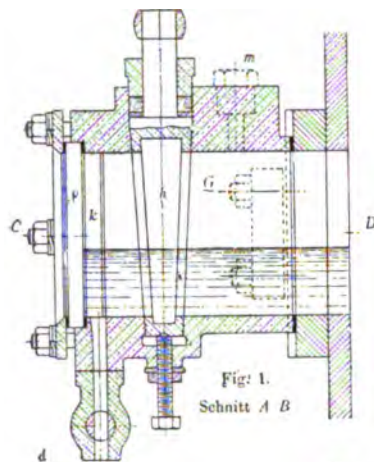
TANGENTIALRAD.

Fig. 7.

r Radhalbmesser an der Eintrittsstelle des Wassers.

r_1 Radhalbmesser an der Austrittsstelle des Wassers.


Fig. 1.
Fig. 2.
Fig. 3
Fig. 4.
Mittlerer Wasserstand
Fig. 5.
Fig. 6.
Fig. 7
Fig. 8.
Fig. 9.
Fig. 10
Fig. 12.
10 Gänge auf 1" engl.
No. 3
No. 2½
MANOMETER
SAMMT UNTERSATZ MIT DREI
(Fig. 9 bis 11) ⅕ Ng.
WASSERSTANDSGLAS
(Fig. 1 bis 6) ⅕ Ng.
PROBIERHAHN
(Fig. 7 und 8) ⅕ Ng.



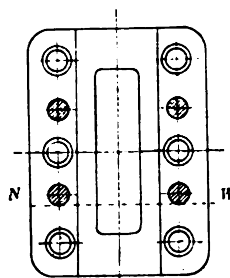


Fig. 3. Nietflansche Ansicht.

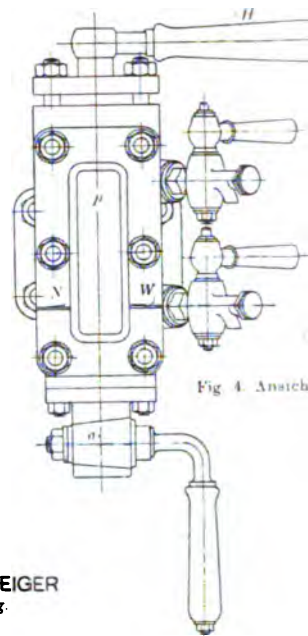


Fig. 4. Ansicht

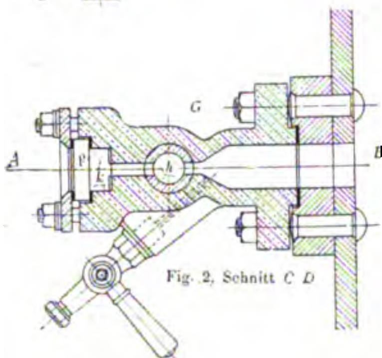


Fig. 2, Schnitt C D

Ochwadt's Patent-
WASSERSTANDSANZEIGER
(Fig. 1 bis 4) 0,15 Ng.

R. Weinlig's Patent- Sicherhei
ABBLASEVORRICHTU
für Dampfkessel
(Fig. 5 bis 6)

DAMPFDOM
mit Blechdecke und Mannlochdeckel sammt Bügel
aus Blech gepresst
(Fig. 7 und 8) $^1/_{20}$ Ng.

Fig. 7.

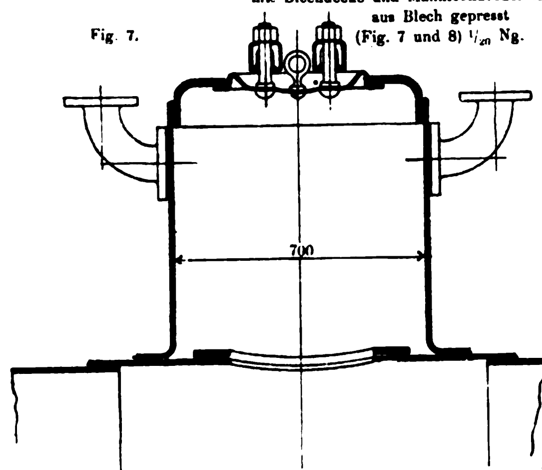
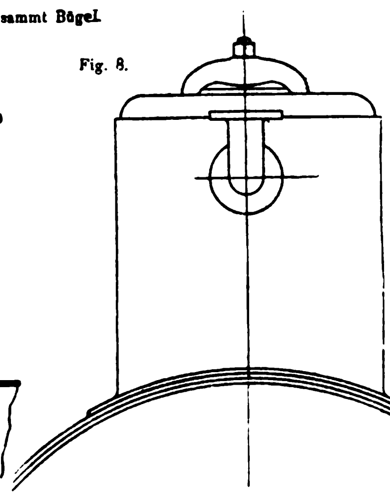


Fig. 8.



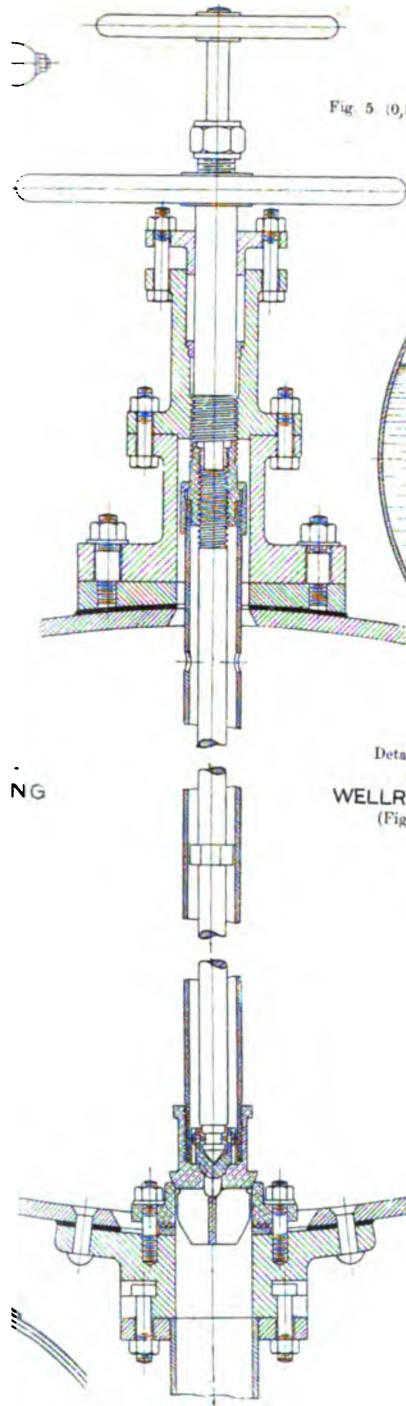


Fig. 5 (0,15 Ng.)

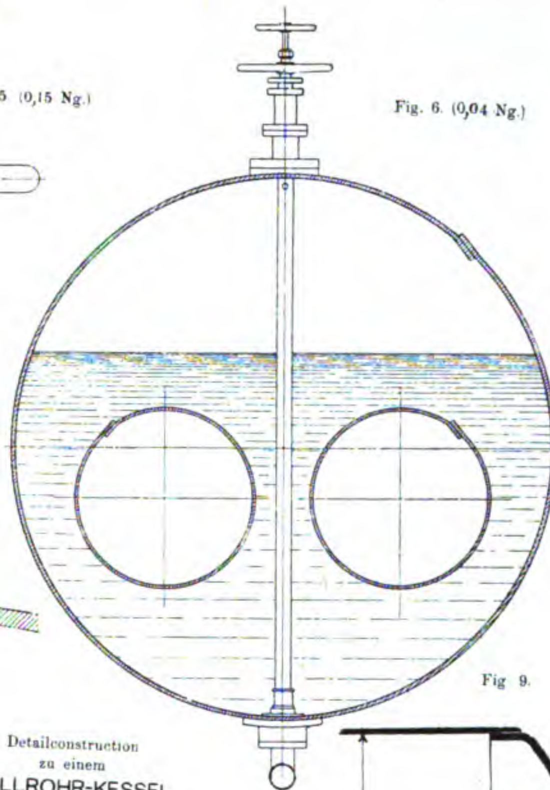
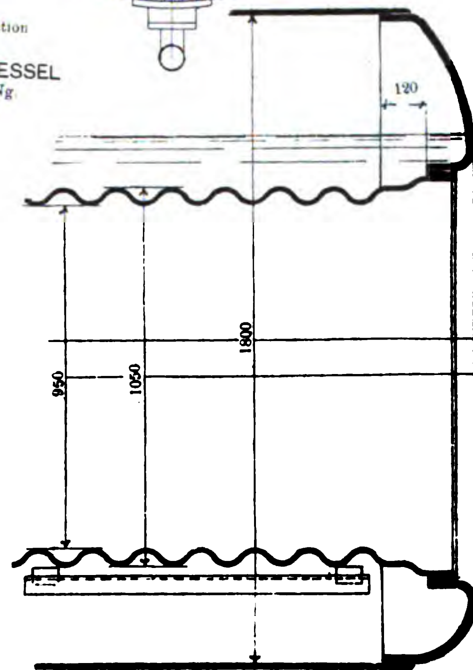


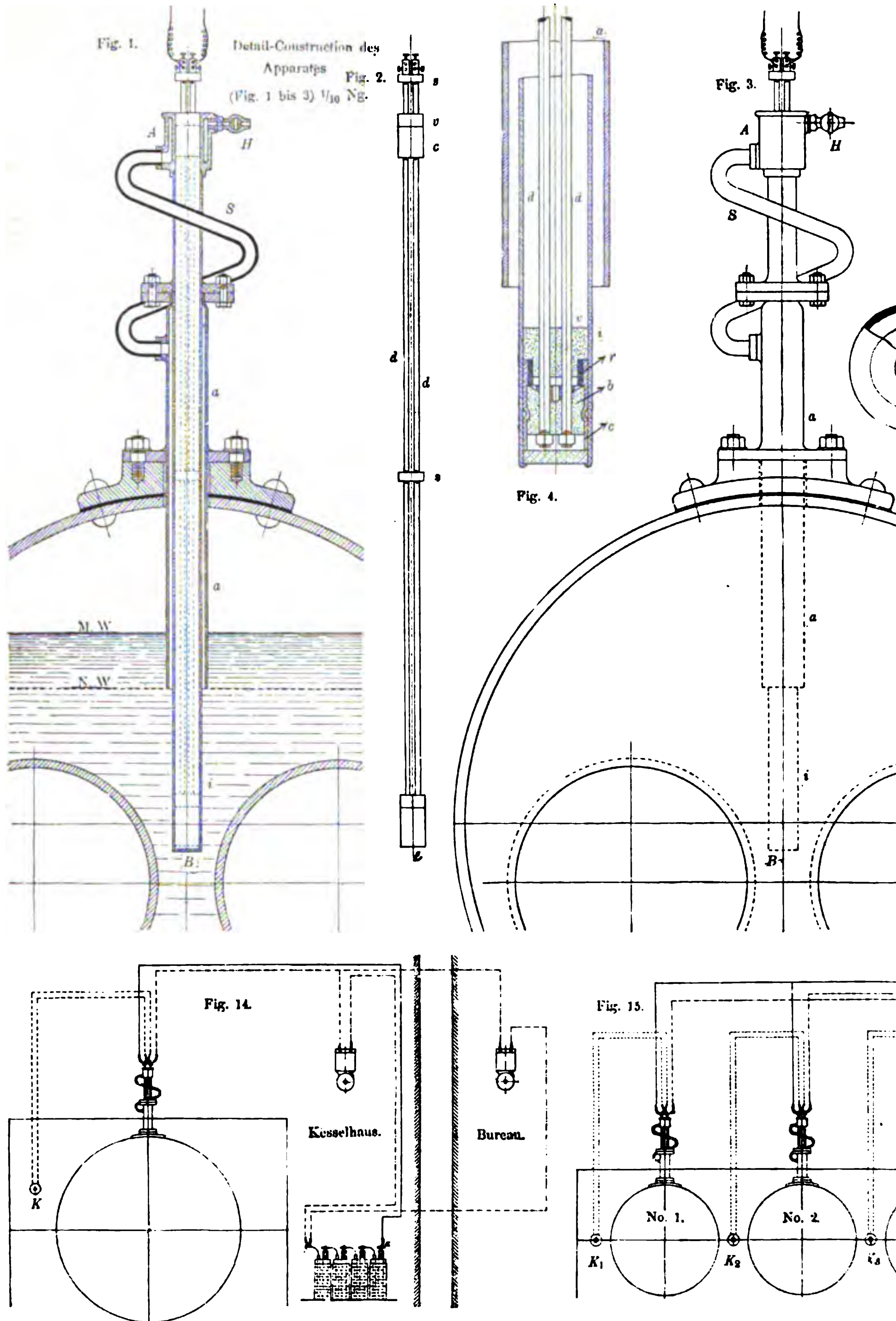
Fig. 6. (0,04 Ng.)

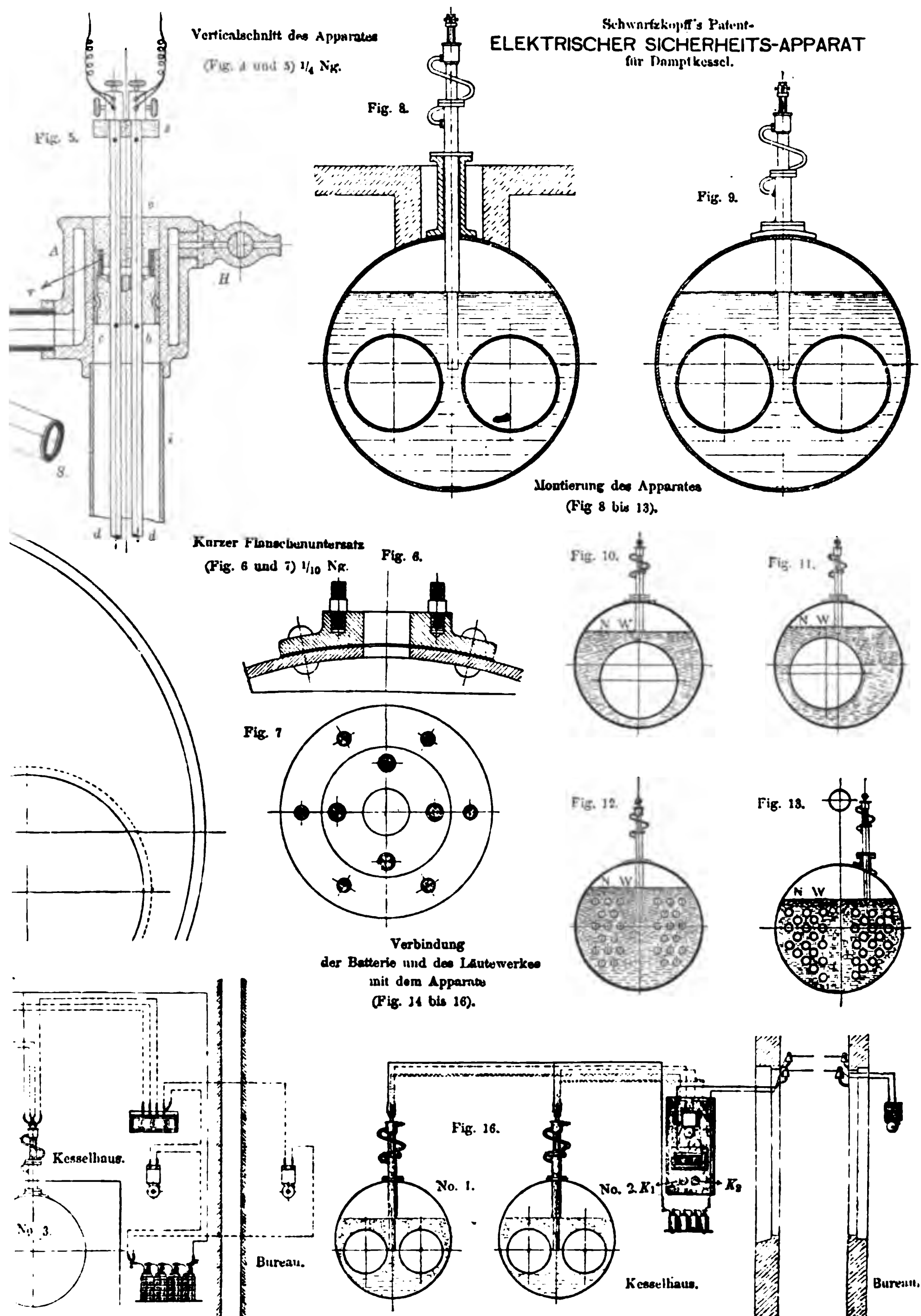
NG

Detailconstruction
zu einem
WELLROHR-KESSEL
(Fig. 9) 1/20 Ng.

Fig. 9.




Fig. 1.
Detail-Construction des Apparates (Fig. 1 bis 3) 1/10 Ng.
Fig. 2.
Fig. 3.
Fig. 4.
Fig. 14.
Kesselhaus.
Bureau.
Fig. 15.
No. 1.
No. 2.


Schwartzkopff's Patent-
ELEKTRISCHER SICHERHEITS-APPARAT
für Dampfkessel.
Verticalschnitt des Apparates
(Fig. 4 und 5) 1/4 Ng.
Fig. 5.
Fig. 8.
Fig. 9.
Montierung des Apparates
(Fig 8 bis 13).
Kurzer Flanschenuntersatz
(Fig. 6 und 7) 1/10 Ng.
Fig. 6.
Fig. 7
Fig. 10.
Fig. 11.
Fig. 12.
Fig. 13.
N W
Verbindung
der Batterie und des Läutewerkes
mit dem Apparate
(Fig. 14 bis 16).
Fig. 16.
No. 1.
No. 2.
No. 3.
Kesselhaus.
Bureau.

No. 11

GUSSEISERNE DOMDECKE

Fig. 1 bis 3) 1/10 Ng.

Fig. 1

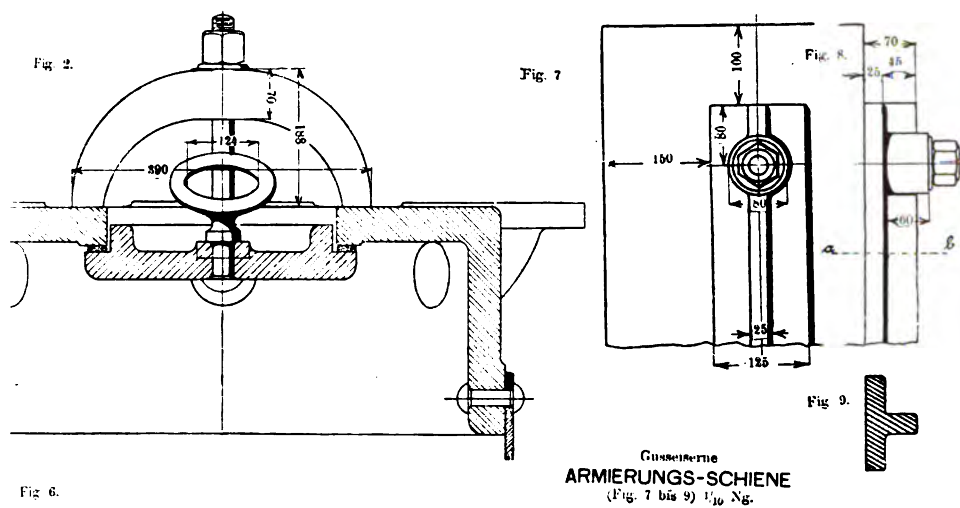
Fig. 3.

GUSSEISERNE MANNLOCHKAPPE

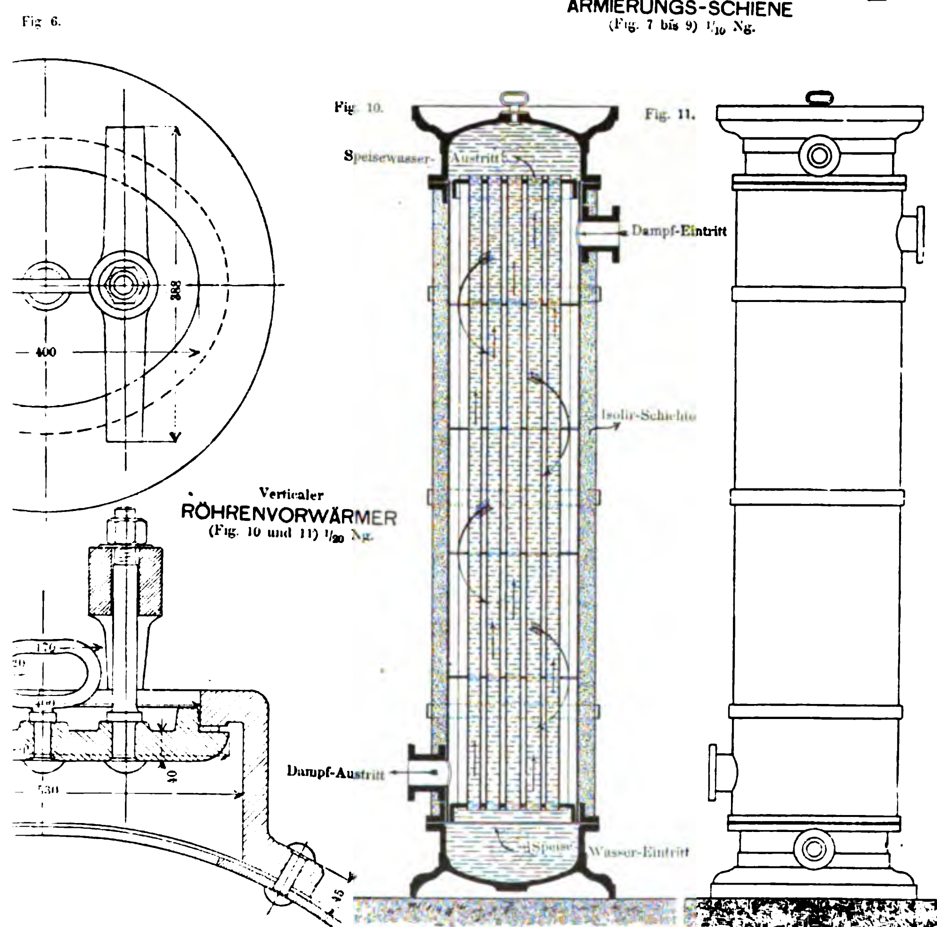
(Fig. 4 bis 6) 1/10 Ng.

Fig. 4.

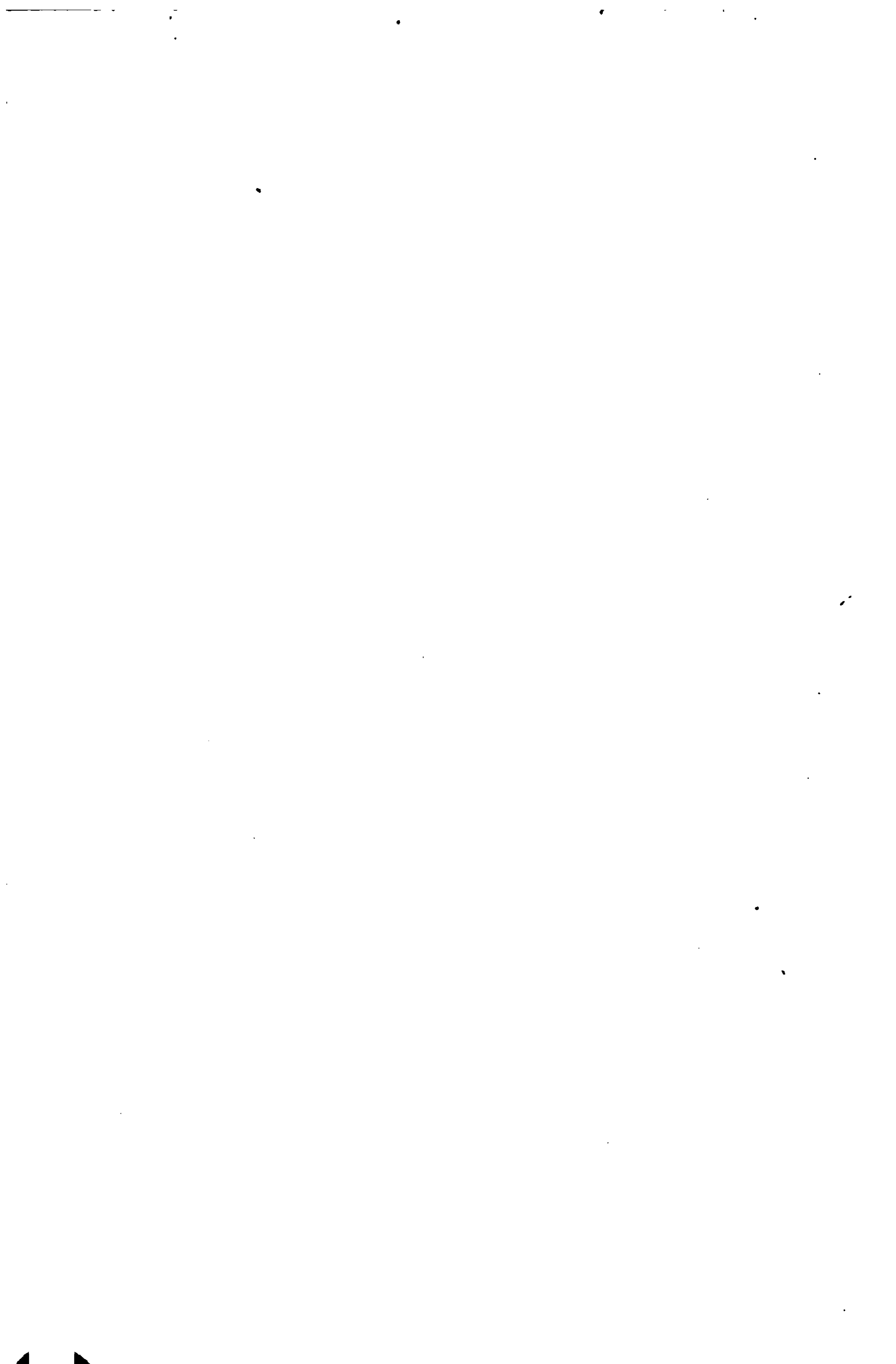
Fig. 5.



Gusseiserne
ARMIERUNGS-SCHIENE
(Fig. 7 bis 9) 1/10 Ng.



Verticaler
RÖHRENVORWÄRMER
(Fig. 10 und 11) 1/20 Ng.



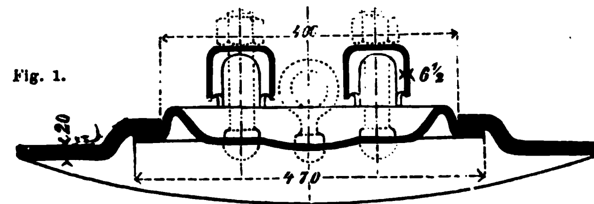


Fig. 1.

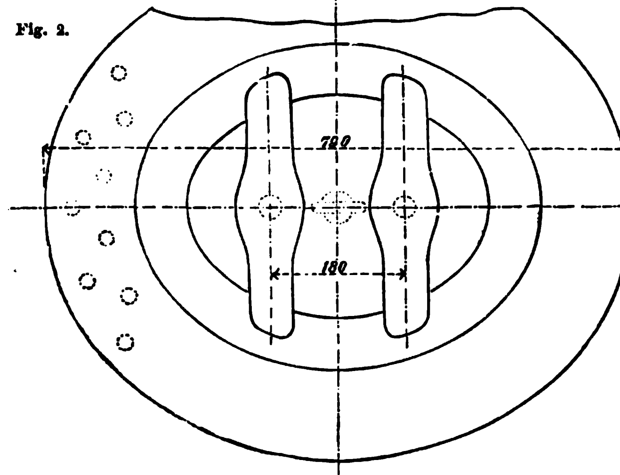


Fig. 2.

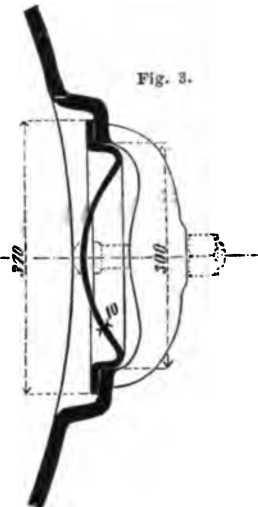


Fig. 3.

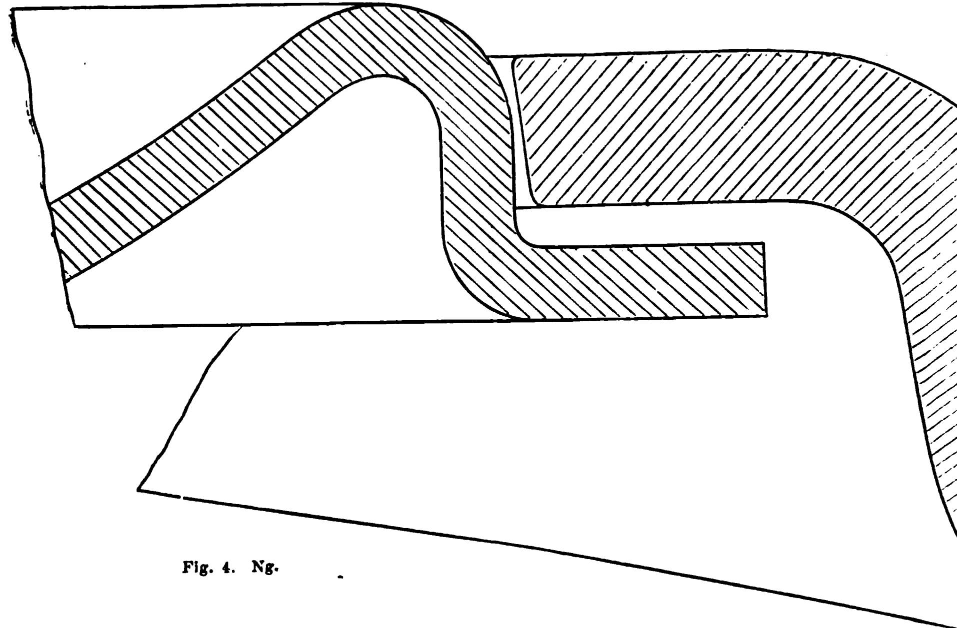
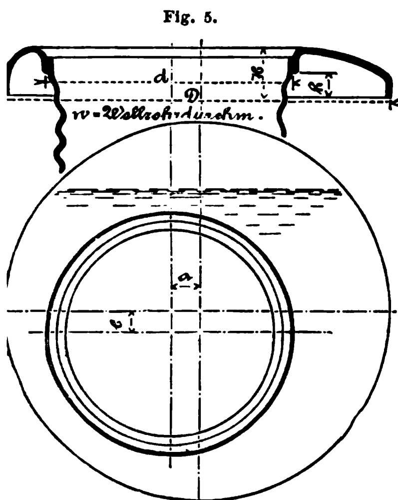

Fig. 4. Ng.

Fig. 5.



Gepresste Kesselböden
(Fig 5 bis 7).

Gepresste Mannlochkappe sammt
Deckel und Bügeln
(Fig. 1 bis 4).

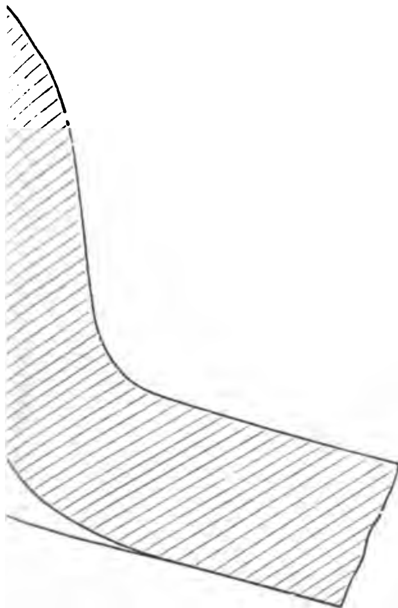


Fig. 6.

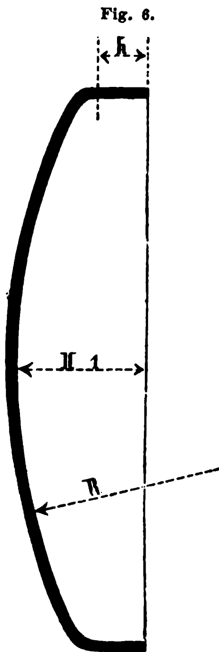
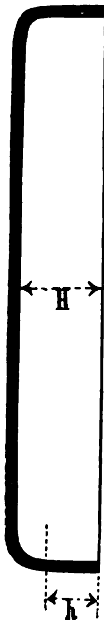


Fig. 7.



Ausgemauertes Wellrohr (Fig. 8 bis 11.)

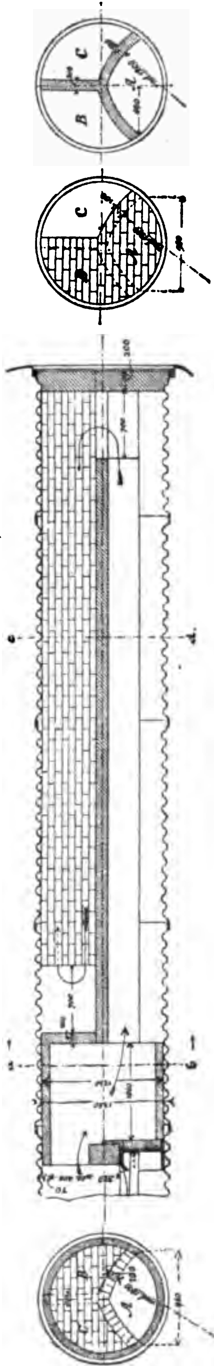




Fig. 6.

Fig. 7.

Fig. 8.

Fig. 10.

Fig. 11.

Mittlerer Wasserstand.

Niedrigster Wasserstand

Fig. 12.

Fig. 13.

(Fig. 1 bis 18) 1/40 Ng.

Fig. 17.

Fig. 18.

Fig. 19

(Fig. 19 bis 22) 1/8 Ng.

Fig. 20.

Fig. 21.

Fig. 22.

Fig. 23 1/30 Ng.

Normalrohr A, L = 2300

Normalrohr B

D = d + 100

KESSEL
...ohrsystem.
...15.)

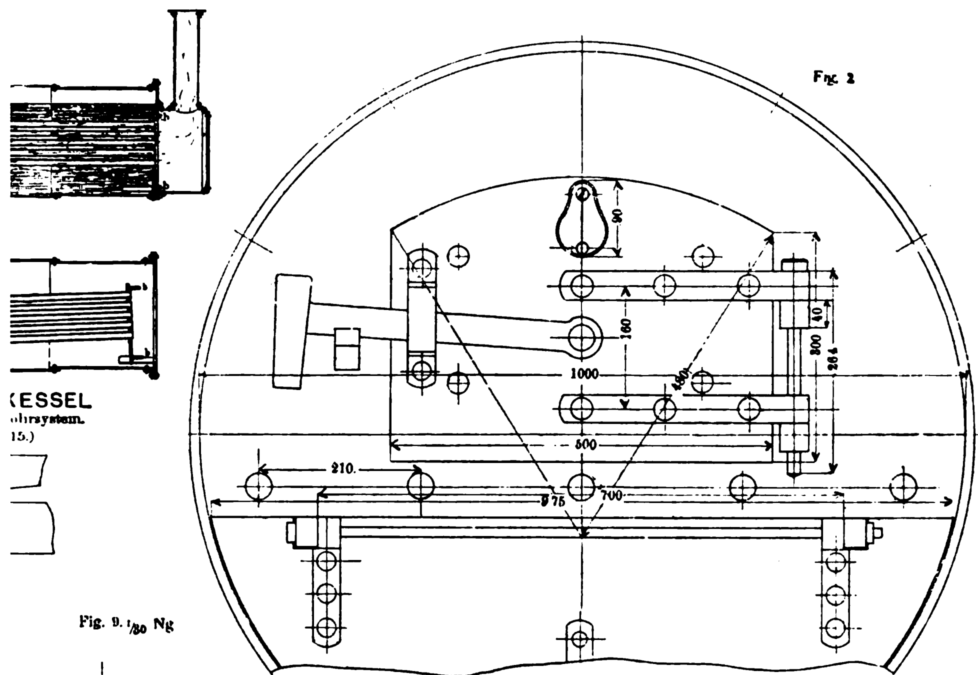
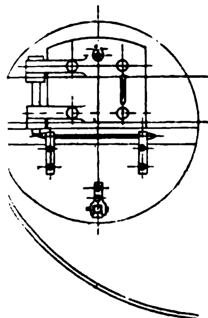
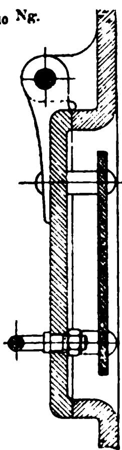


Fig. 9. 1/30 Ng



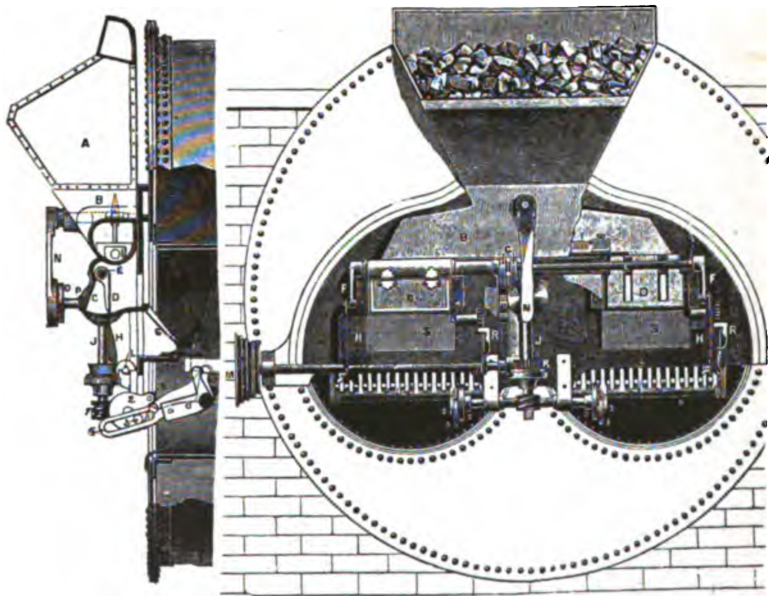
1/10 Ng.



PLANROST MIT SEBSTTHÄTIGER BESCHICKUNG. ——— Proctors Patent.

(Fig. 16 und 17).

Fig. 16. Fig. 17



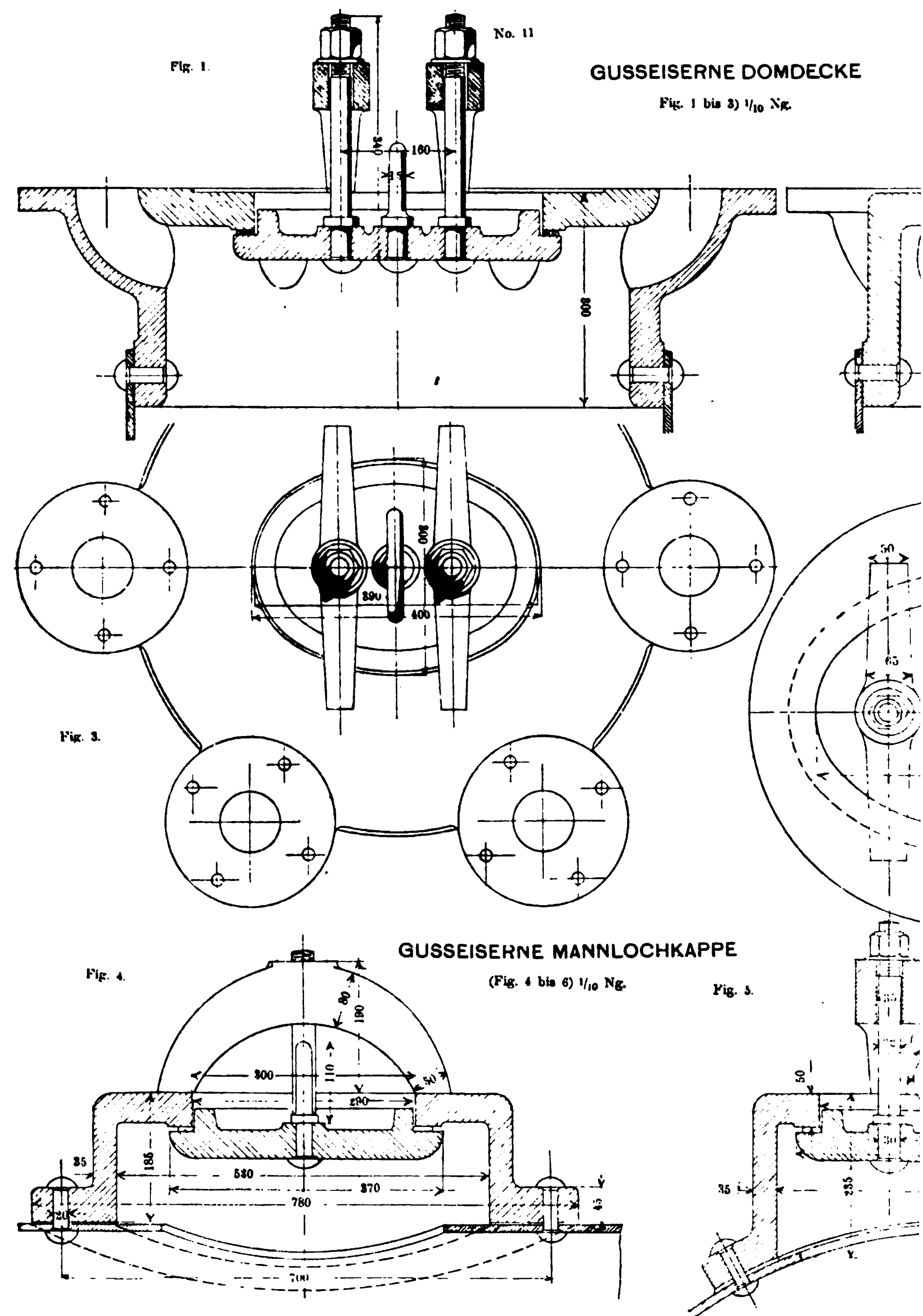

No. 11
Fig. 1.
GUSSEISERNE DOMDECKE
(Fig. 1 bis 3) 1/10 Ng.
Fig. 3.
GUSSEISERNE MANNLOCHKAPPE
(Fig. 4 bis 6) 1/10 Ng.
Fig. 4.
Fig. 5.
160
800
390
400
300
110
190
80
50
290
185
580
370
780
700
35
45
235

Fig. 2.

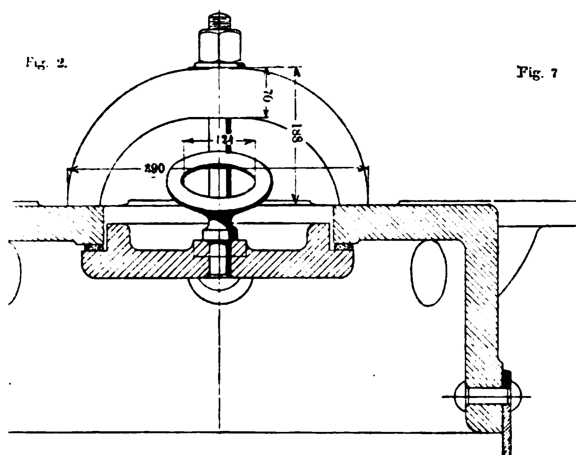




Fig. 7

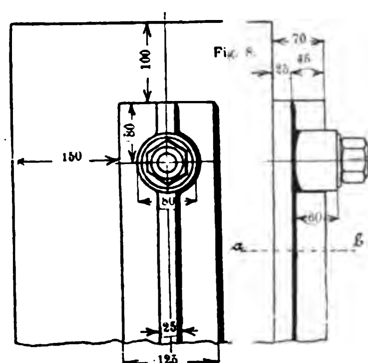
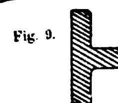
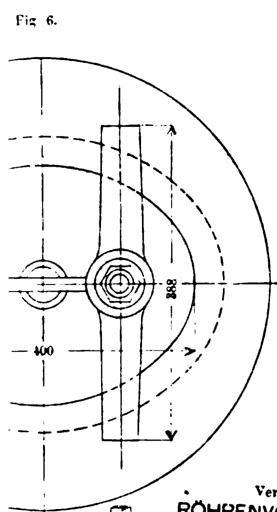


Fig. 9.



Gusseiserne
ARMIERUNGS-SCHIENE
(Fig. 7 bis 9) $^1/_{10}$ Ng.

Fig. 6.



Verticaler
RÖHRENVORWÄRMER
(Fig. 10 und 11) $^1/_{30}$ Ng.

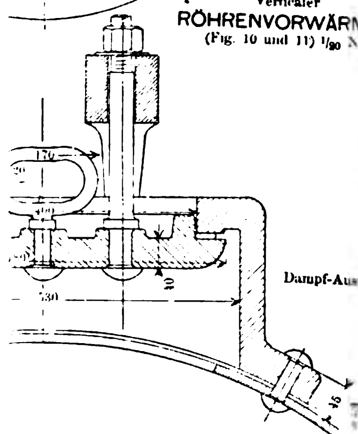


Fig. 10.

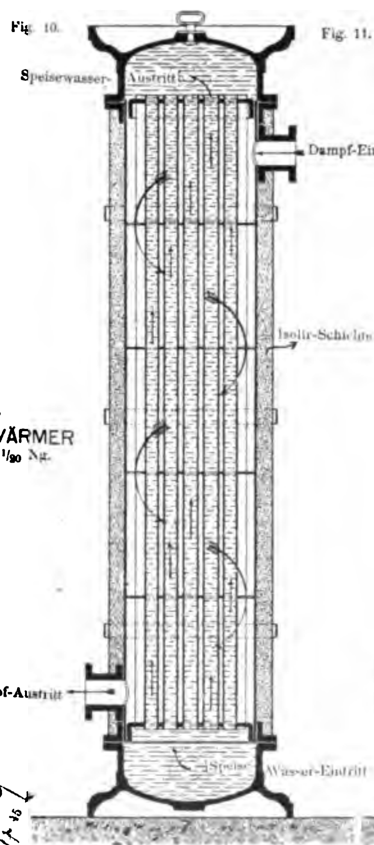
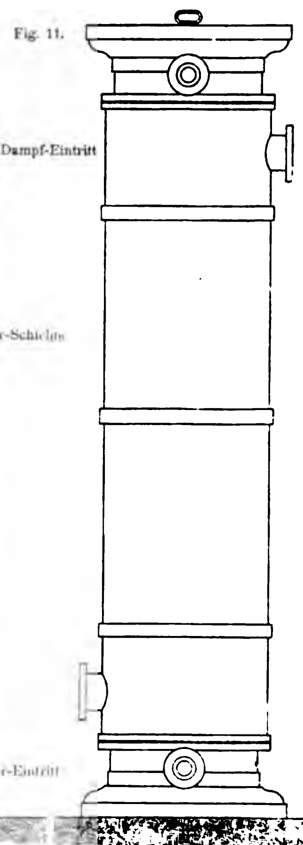
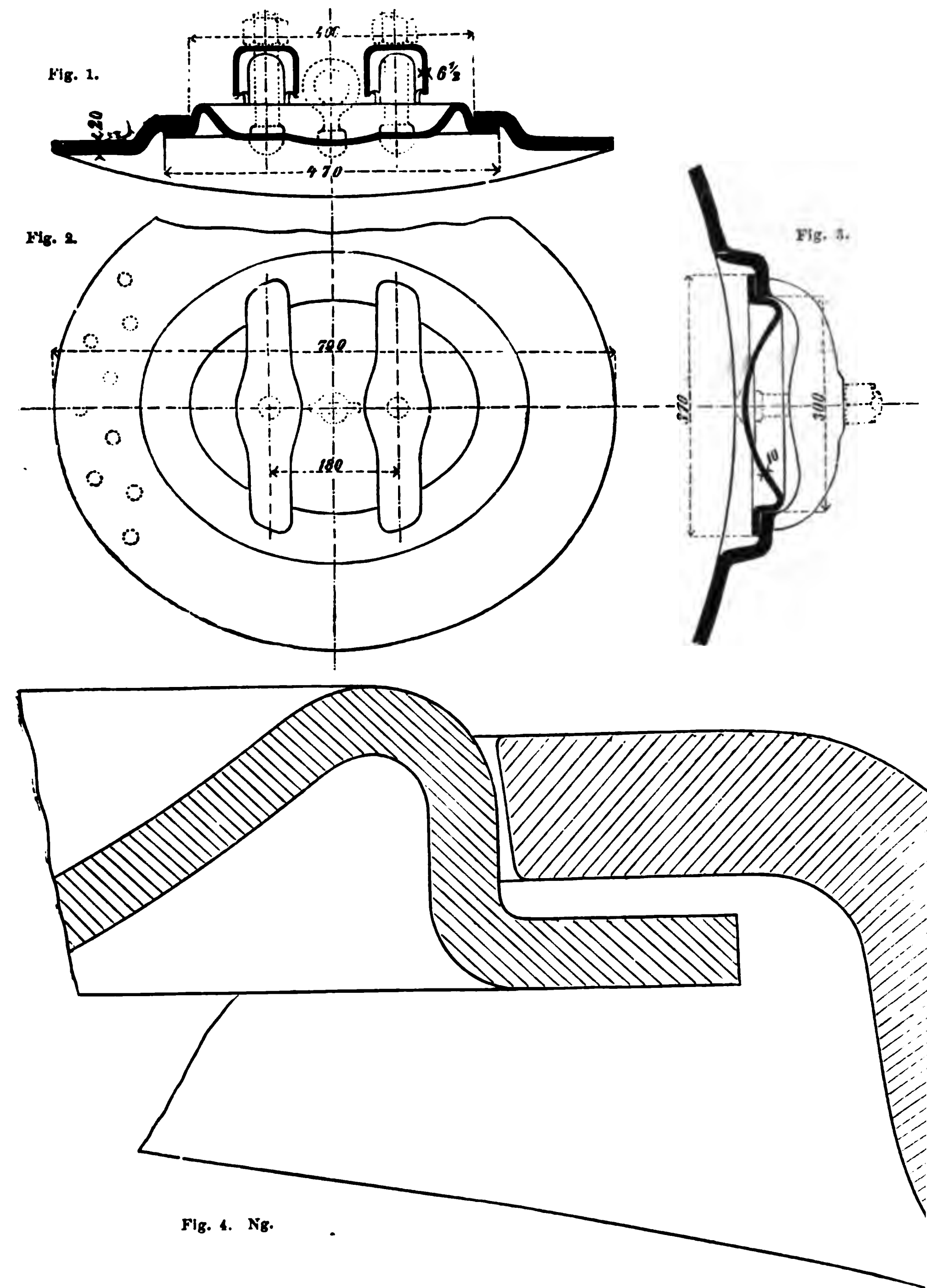
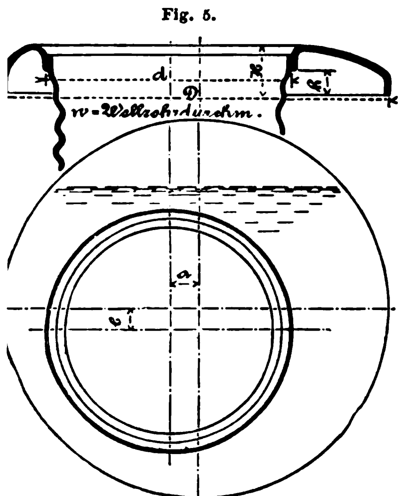


Fig. 11.

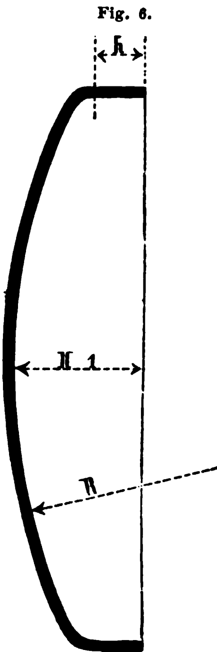


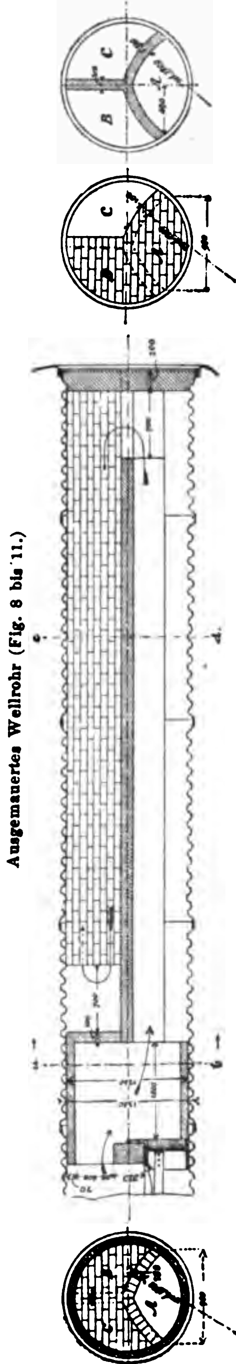

Fig. 1.
400
6½
20
470
Fig. 2.
720
180
Fig. 3.
320
300
10
Fig. 4. Ng.



Gepresste Kesselböden
(Fig 5 bis 7).

Gepresste Mannlochkappe sammt
Deckel und Bügeln
(Fig. 1 bis 4).





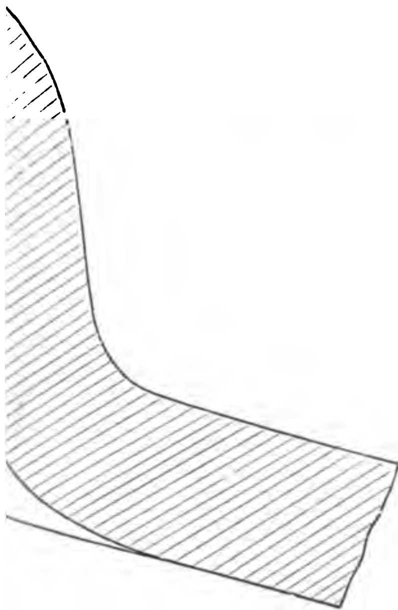


Fig. 7.

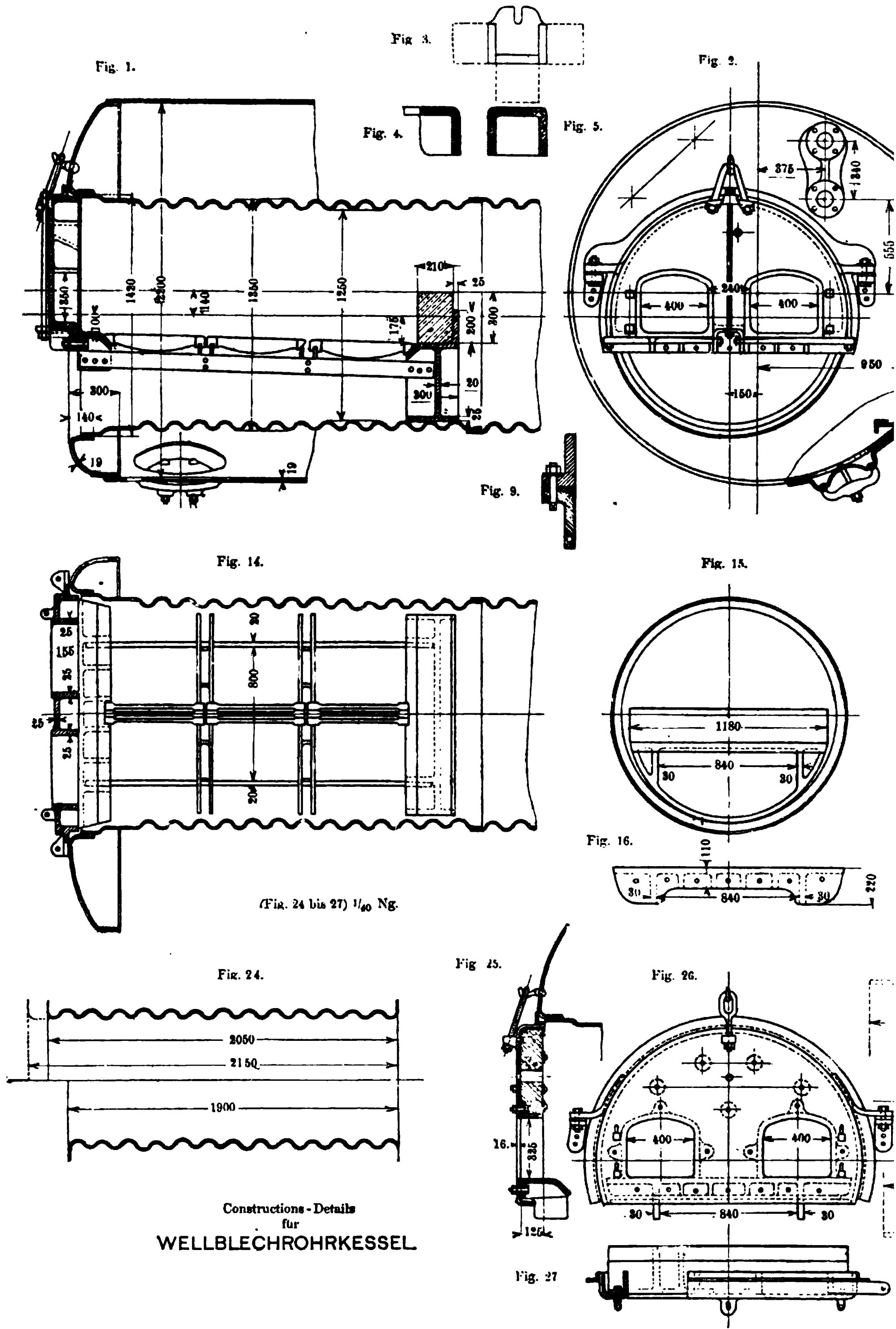

Fig. 1.
Fig. 2.
Fig. 3.
Fig. 4.
Fig. 5.
Fig. 9.
Fig. 14.
Fig. 15.
Fig. 16.
Fig. 24.
Fig. 25.
Fig. 26.
Fig. 27
(Fig. 24 bis 27) 1/40 Ng.
Constructions-Details
für
WELLBLECHROHRKESSEL.

Fig. 6.

Fig. 7.

Fig. 8.

Fig. 10.

Fig. 11.

Mittlerer Wasserstand.

Niedrigster Wasserstand

Fig. 12.

Fig. 13.

(Fig. 1 bis 18) 1/40 Ng.

Fig. 17.

Fig. 18.

Fig. 19

(Fig. 19 bis 22) 1/8 Ng.

Fig. 20.

Fig. 21.

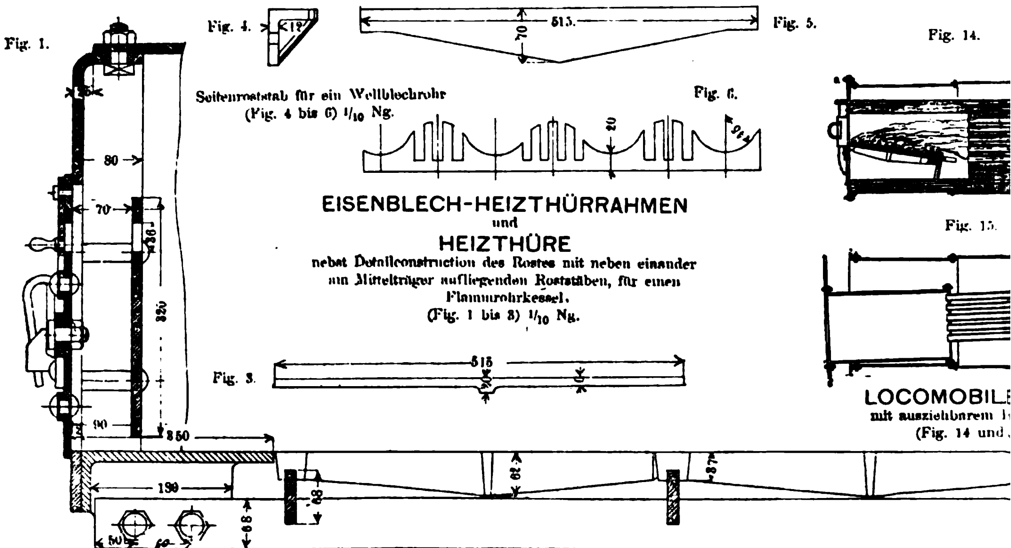
Fig. 22.

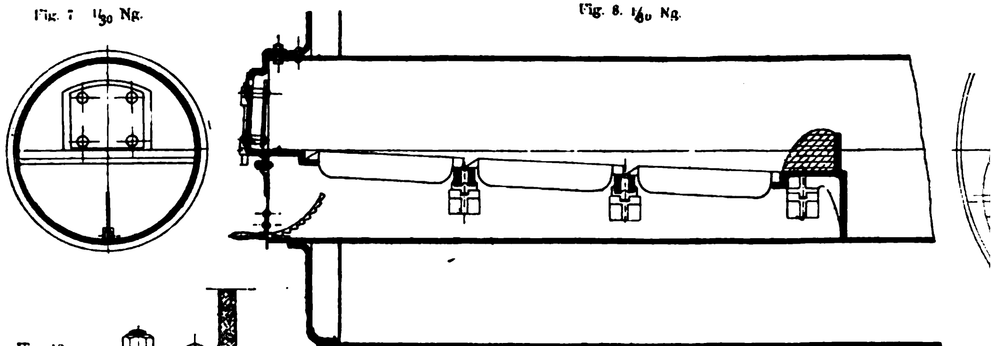
Fig. 23 1/30 Ng.

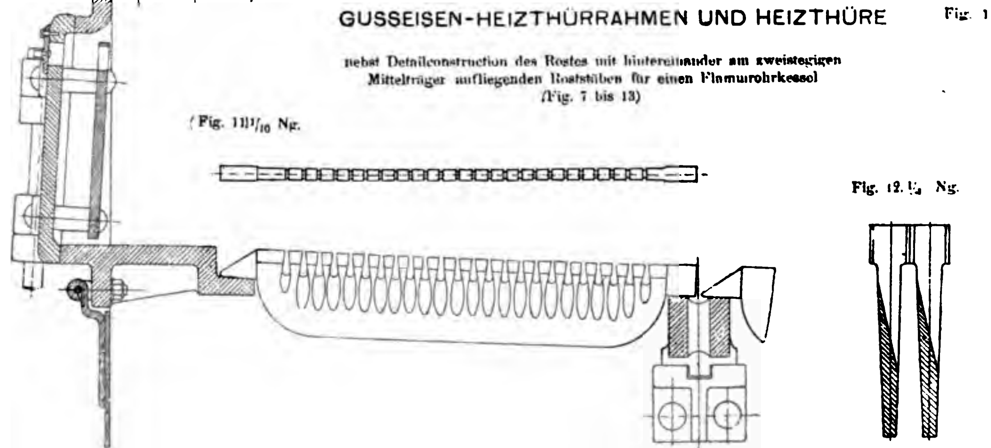
Normalrohr A, L = 2300

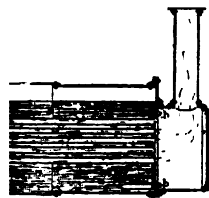
Normalrohr B

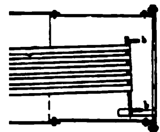
D = d + 100


Fig. 1.
Fig. 4.
Fig. 5.
Fig. 14.
Seitenroststab für ein Wellblechrohr
(Fig. 4 bis 6) 1/10 Ng.
Fig. 6.
EISENBLECH-HEIZTHÜRRAHMEN
und
HEIZTHÜRE
nebst Detailconstruction des Rostes mit neben einander am Mittelträger aufliegenden Roststäben, für einen Flammrohrkessel.
(Fig. 1 bis 8) 1/10 Ng.
Fig. 15.
Fig. 3.
LOCOMOBIL
mit ausziehbarem
(Fig. 14 und
515


Fig. 7 1/30 Ng.
Fig. 8. 1/60 Ng.
Fig. 10.
1/10 Ng.


GUSSEISEN-HEIZTHÜRRAHMEN UND HEIZTHÜRE
nebst Detailconstruction des Rostes mit hintereinander am zweistegigen Mittelträger aufliegenden Roststäben für einen Flammrohrkessel
(Fig. 7 bis 13)
Fig. 11 1/10 Ng.
Fig. 12. 1/4 Ng.





KESSEL
(ohrsystem.
15.)

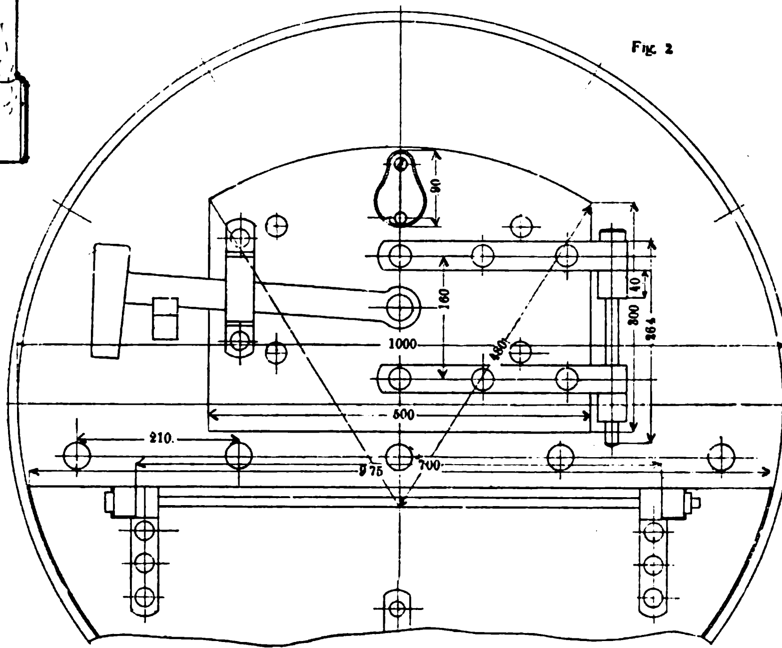
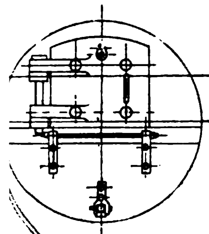
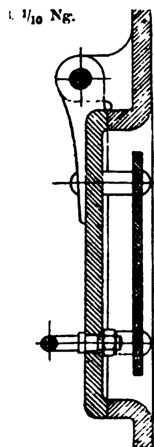


Fig. 9. 1/80 Ng



1/10 Ng.



PLANROST MIT SEBSTTHÄTIGER BESCHICKUNG. ——— Proctors Patent.

(Fig. 16 und 17).

Fig. 16.　　Fig. 17

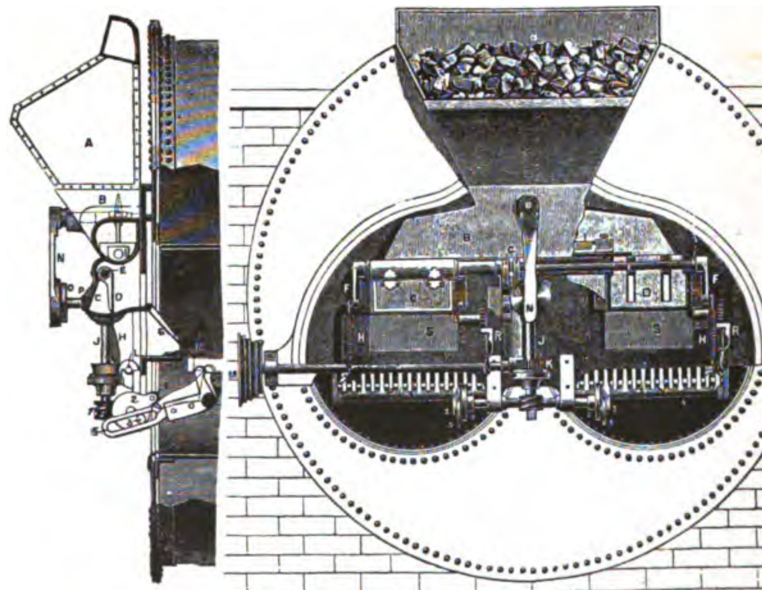


Fig. 12. Verticalschnitt.

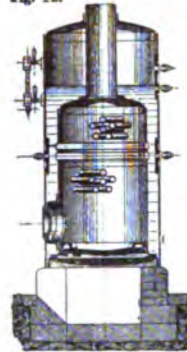


Fig. 13. Ansicht.



LACHAPELLE-KESSEL
mit Röhrenbündeln.
Nach Ausführung von
C. Sulzberger & Co.
in Flöha.
(Fig. 12 bis 14.)

Fig 14 Grundriss



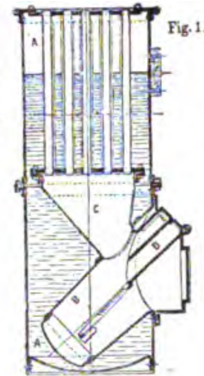
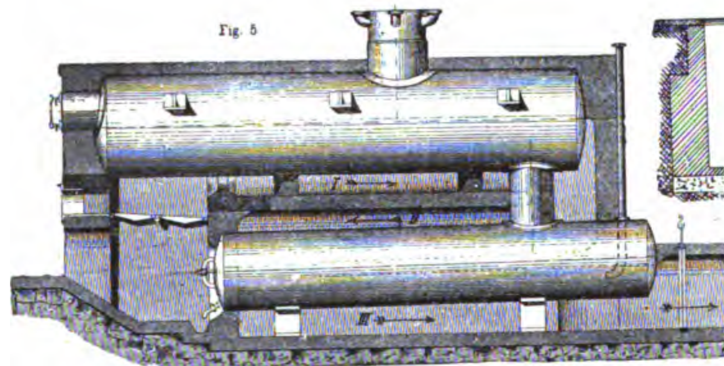
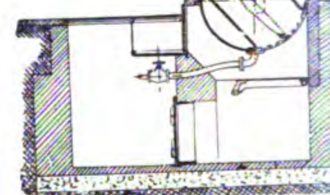


Fig. 1.



Fig. 5





TENBRINK-KESSI

Nach Ausführung der Maschinenfi
Filiale Cannstatt, vormals Gebrüd
(Fig. 3.) $^{1}/_{100}$ Ng.

Fig. 6.

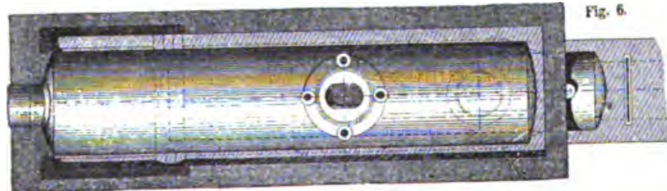


Fig. 7.

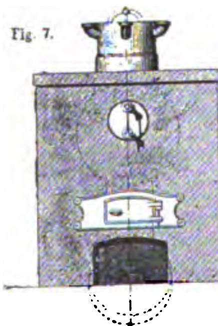


Fig. 8



Oberkessel mit einem
Unterkessel von
C. Sulzberger & Co.
in Flöha
(Fig. 5 bis 8.) $^{1}/_{100}$ Ng.

Fig. 11.



DUPUIS-KESSEL.
Nach Ausführung der ersten
Brünner Maschinenfabriks-Gesellschaft.
(Fig. 11.) $^{1}/_{50}$ Ng.

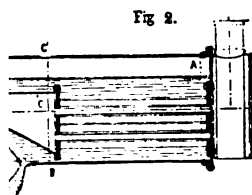
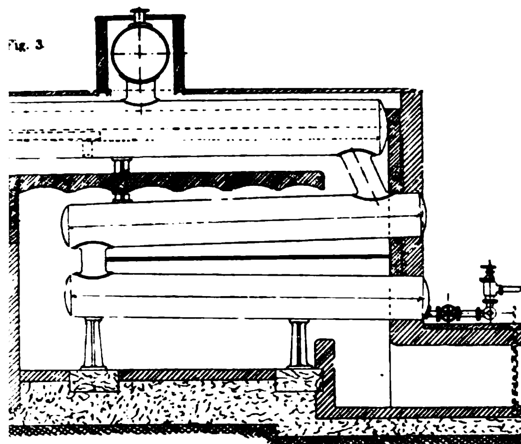
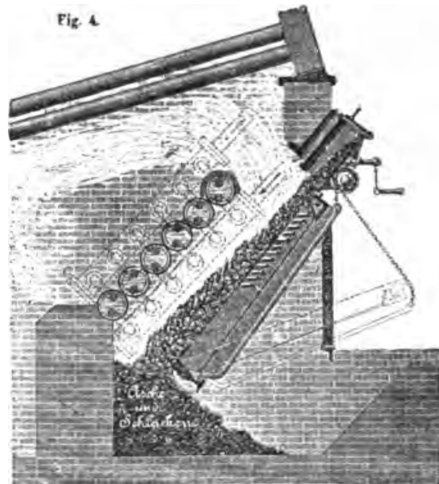


Fig. 2.
LOCOMOBIL-KESSEL.
Fig. 1.
VERTICALER RÖHRENKESSEL
mit Tenbrink-Feuerung.
Nach Ausführung der Maschinenfabrik
Esslingen Filiale Cannstadt
vorm. Gebrüder Decker & Co.

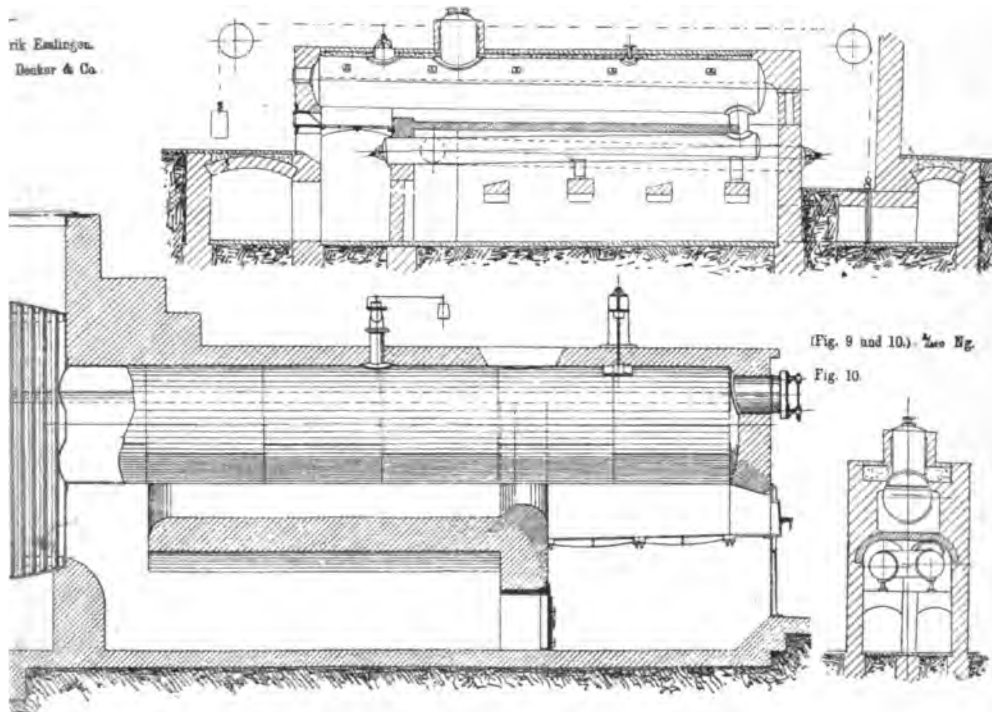


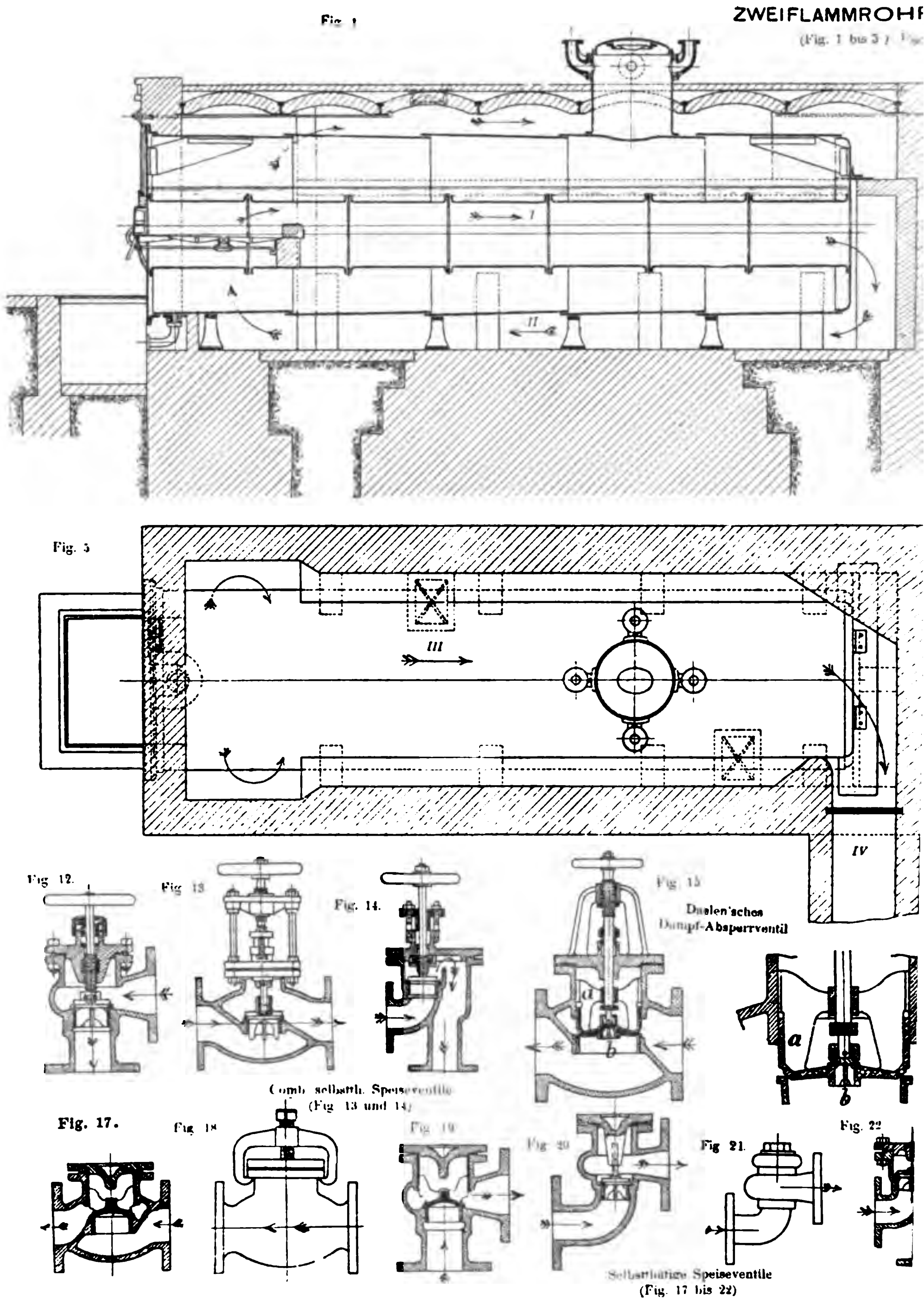


TENBRINK-FEUERUNG.
Patent von A. Büttner & Co. in Uerdingen.
(Fig. 4.) 1/20 Ng.

Fig. 9.

Oberkessel mit
zwei Unterkesseln.
(Fig. 9 und 10.)




ZWEIFLAMMROHR
III
IV
Fig. 12.
Fig. 14.
Fig. 17.
Fig. 21.
Fig. 22
Daalen'sches
Dampf-Absperrventil
a
b
Comb. selbstth. Speiseventile
(Fig. 13 und 14)
Selbstthätige Speiseventile
(Fig. 17 bis 22)

ESSEL

Fig. 2

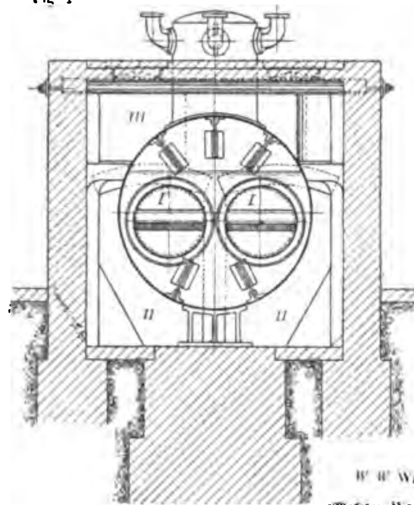


Fig. 3

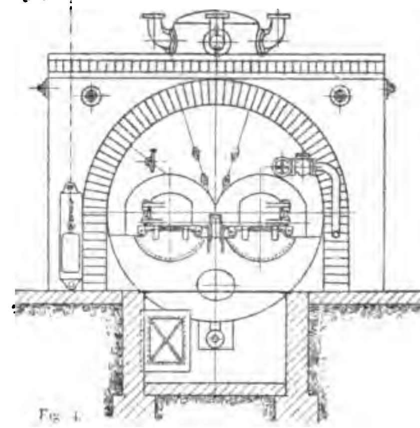


Fig. 4

W W Wasserlinie
(Tiefster Wasserstand)

F F Feuerlinie

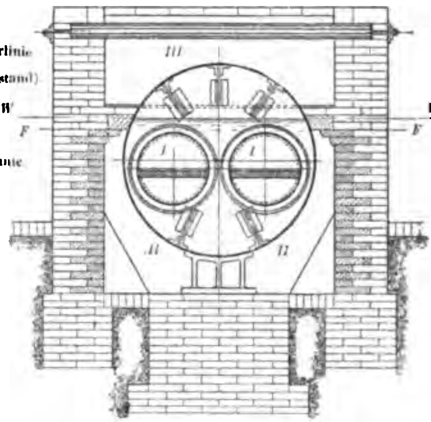
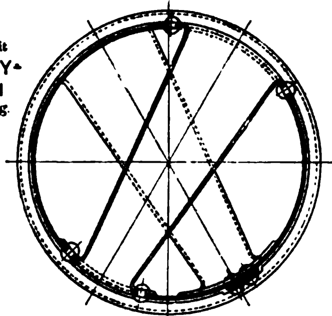
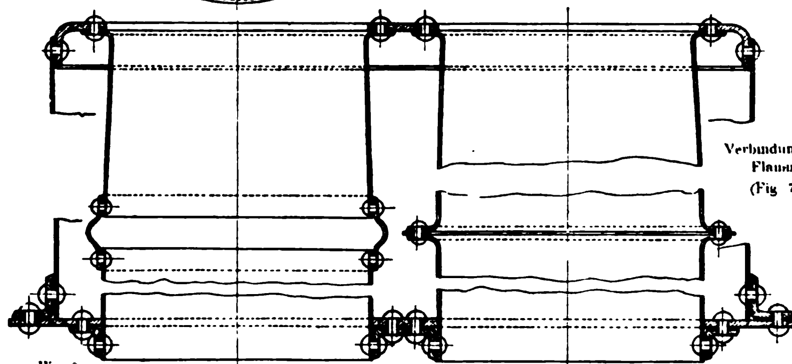


Fig. 6

Flammrohr mit
GALLOWAY-
ROHREN
(Fig. 6) 1/20 Ng.





Verbindungs-Details für
Flammrohrkessel
(Fig. 7) 1/20 Ng.

Fig. 16



Fig. 8.

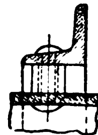


Fig. 9.

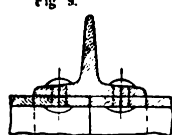


Fig. 10.

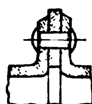
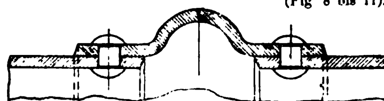


Fig. 11.



Detailconstruction der Versteifung
der Flammrohre
(Fig. 8 bis 11).

Fig. 2.

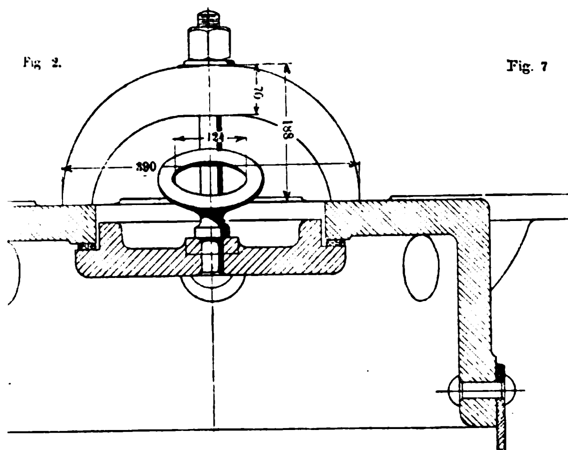


Fig. 7

Fig. 8

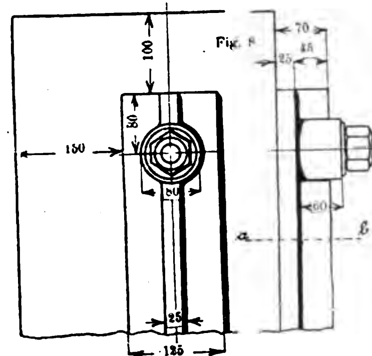
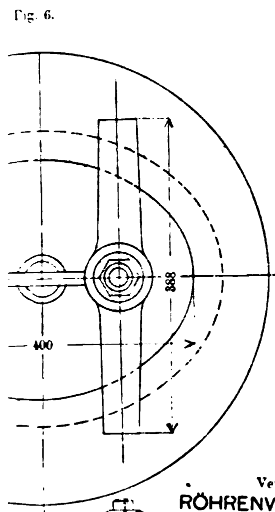


Fig. 9.

Gusseiserne
ARMIERUNGS-SCHIENE
(Fig. 7 bis 9) 1/10 Ng.

Fig. 6.



Verticaler
RÖHRENVORWÄRMER
(Fig. 10 und 11) 1/20 Ng.

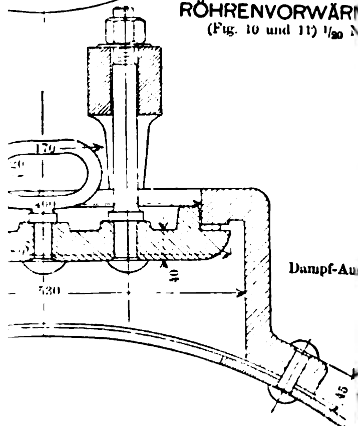


Fig. 10.

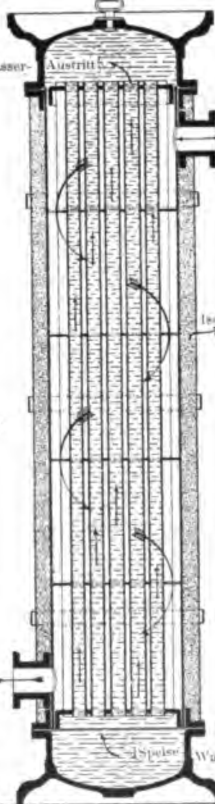


Fig. 11.

Fig. 1.

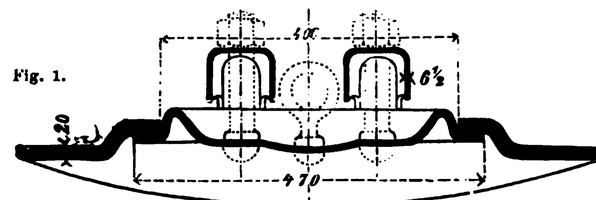
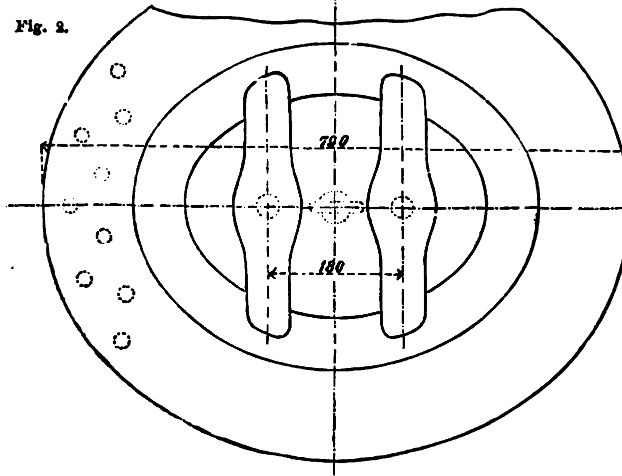


Fig. 2.



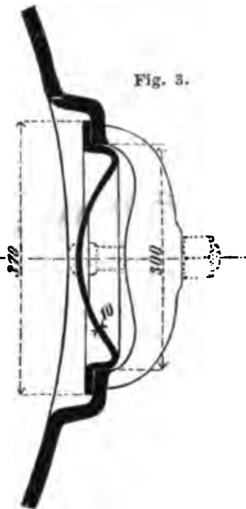


Fig. 3.

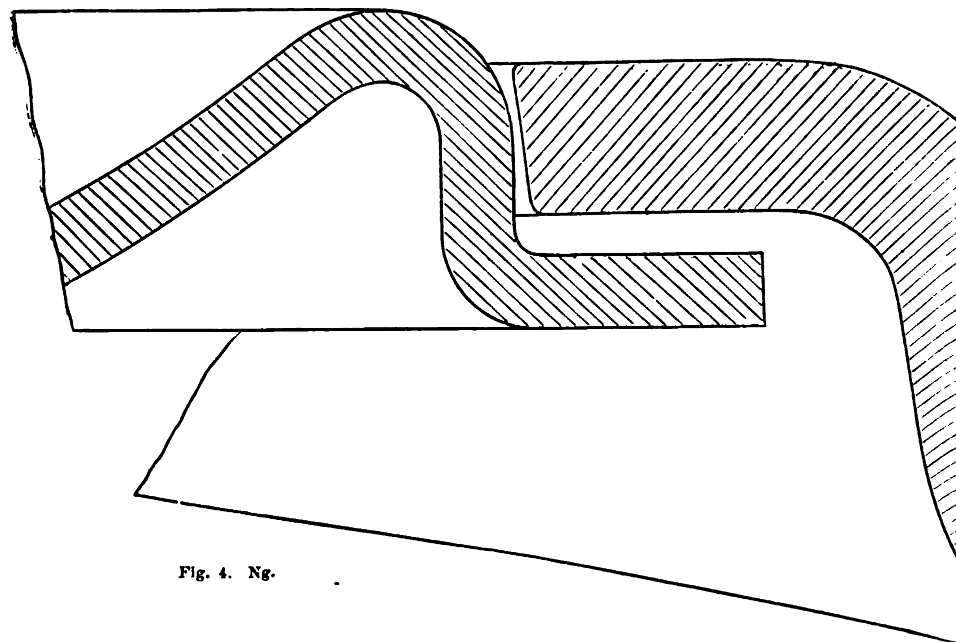
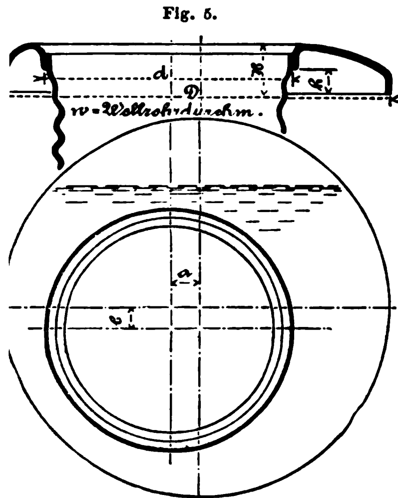


Fig. 4. Ng.

Fig. 5.



Gepresste Kesselböden
(Fig 5 bis 7).

Gepresste Mannlochkappe sammt
Deckel und Bügeln
(Fig. 1 bis 4).

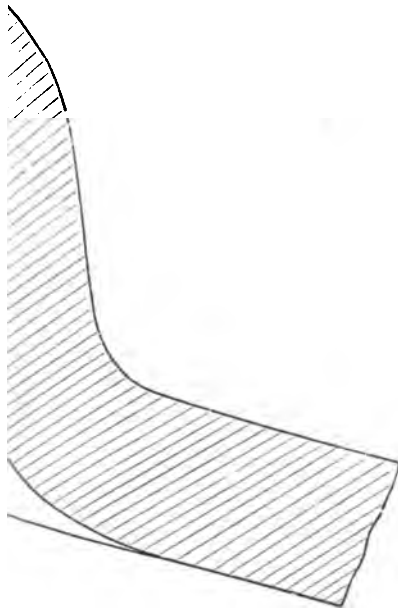


Fig. 6.

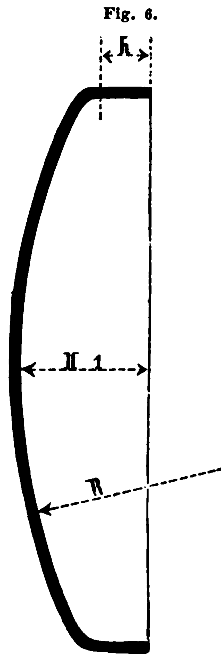
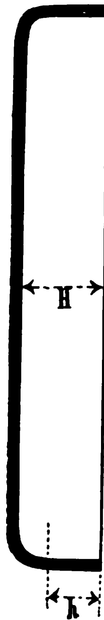
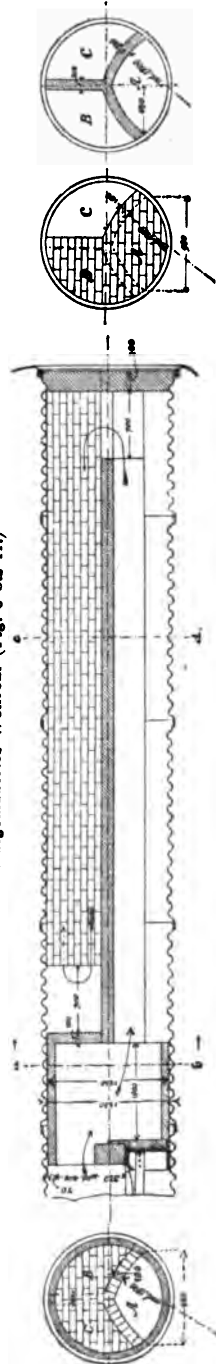


Fig. 7.





Ausgemauertes Wellrohr (Fig. 8 bis 11.)

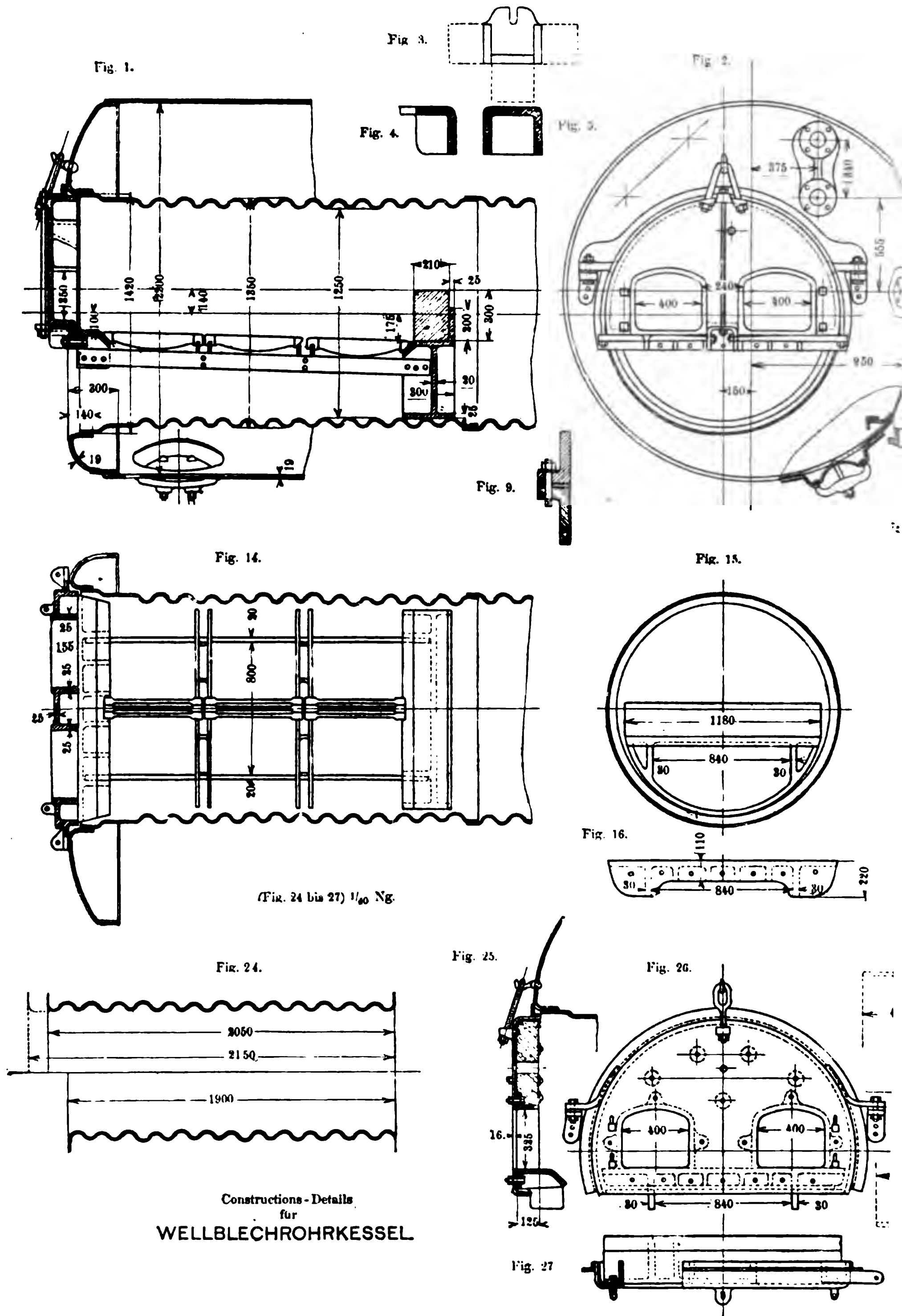

Fig. 1.
Fig. 2.
Fig. 3.
Fig. 4.
Fig. 5.
Fig. 9.
Fig. 14.
Fig. 15.
Fig. 16.
(Fig. 24 bis 27) 1/40 Ng.
Fig. 24.
Fig. 25.
Fig. 26.
Fig. 27
Constructions-Details
für
WELLBLECHROHRKESSEL

Fig. 6.

Fig. 7.

Fig. 8.

Fig. 10.

Fig. 11.

Mittlerer Wasserstand.

Niedrigster Wasserstand

Fig. 12.

Fig. 13.

(Fig. 1 bis 18) 1/40 Ng.

Fig. 17.

Fig. 18.

Fig. 19

(Fig. 19 bis 22) 1/8 Ng.

Fig. 20.

Fig. 21.

Fig. 22.

Fig. 23 1/20 Ng.

Normalrohr A, L = 2300

Normalrohr B

D = d + 100

KESSEL
lohrsystem.
15.)

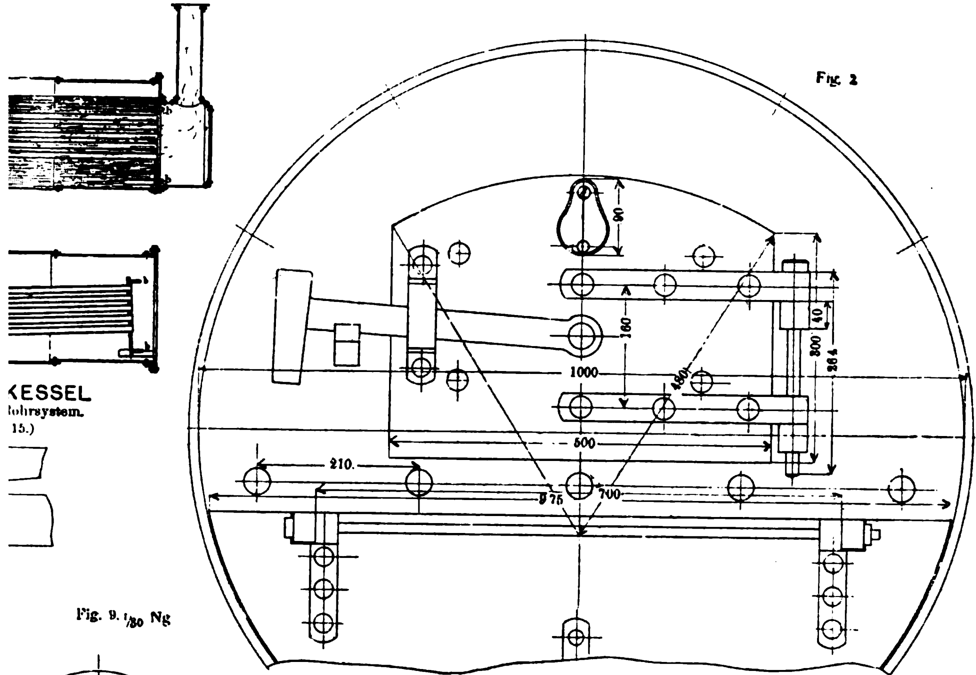
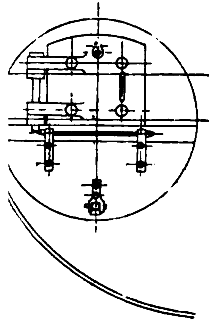


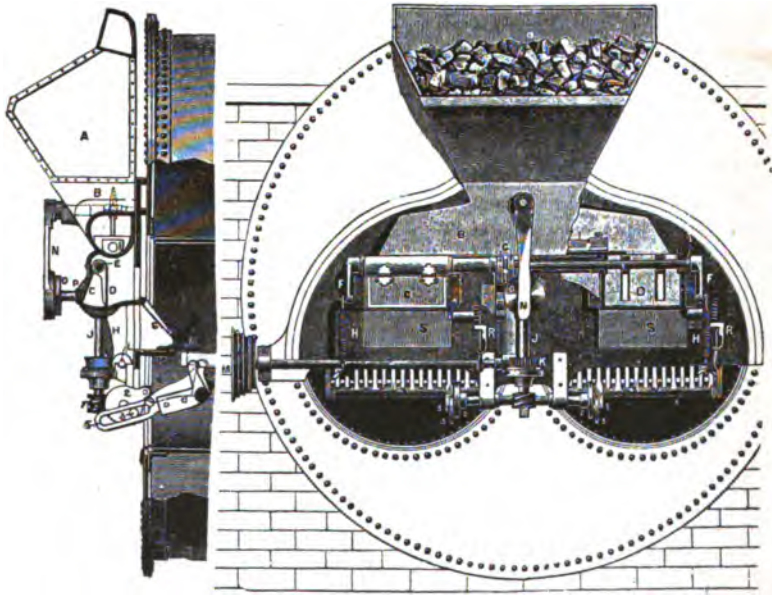
Fig. 9. 1/30 Ng



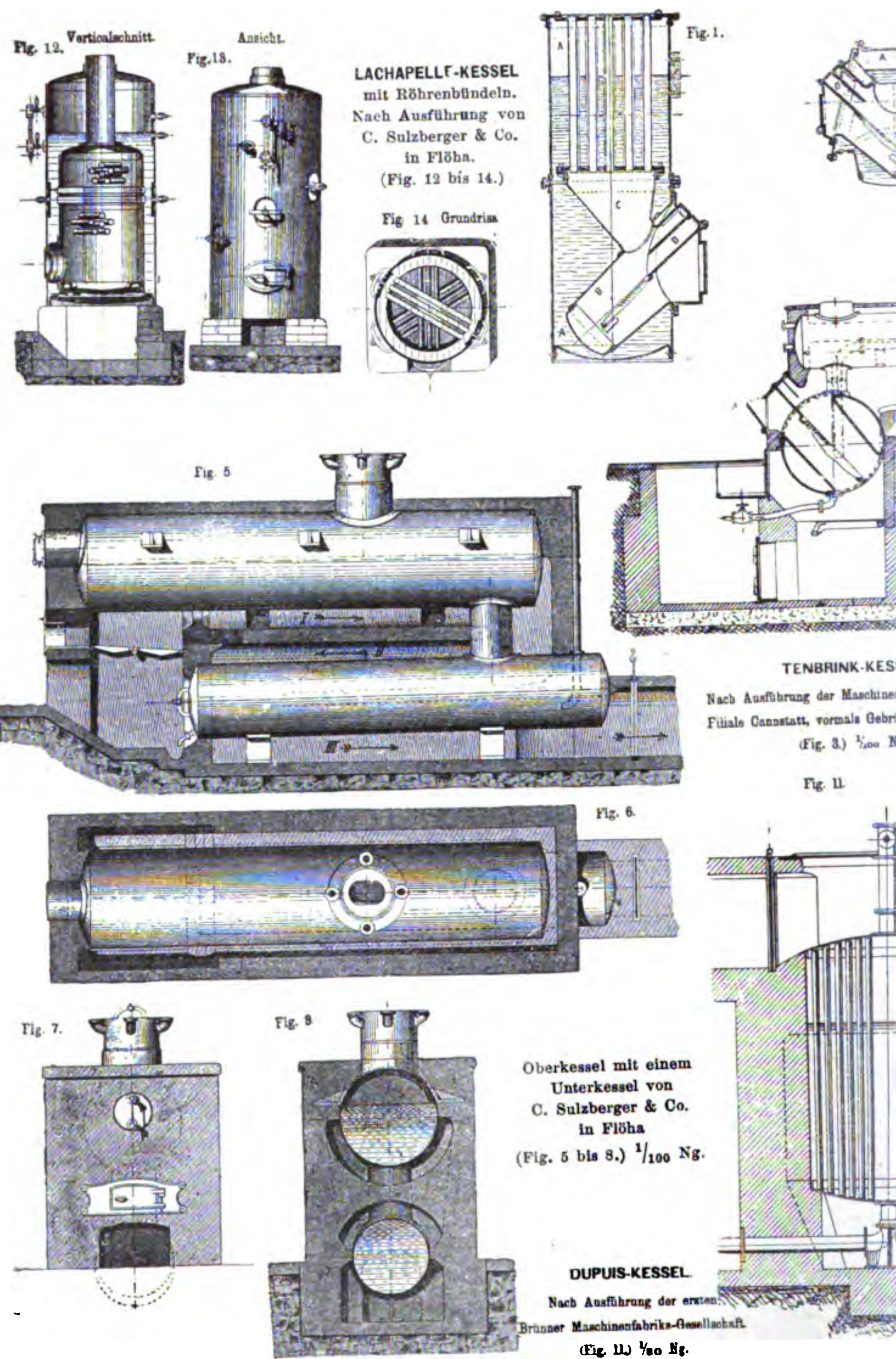
PLANROST MIT SEBSTTHÄTIGER BESCHICKUNG. —— Proctors Patent.

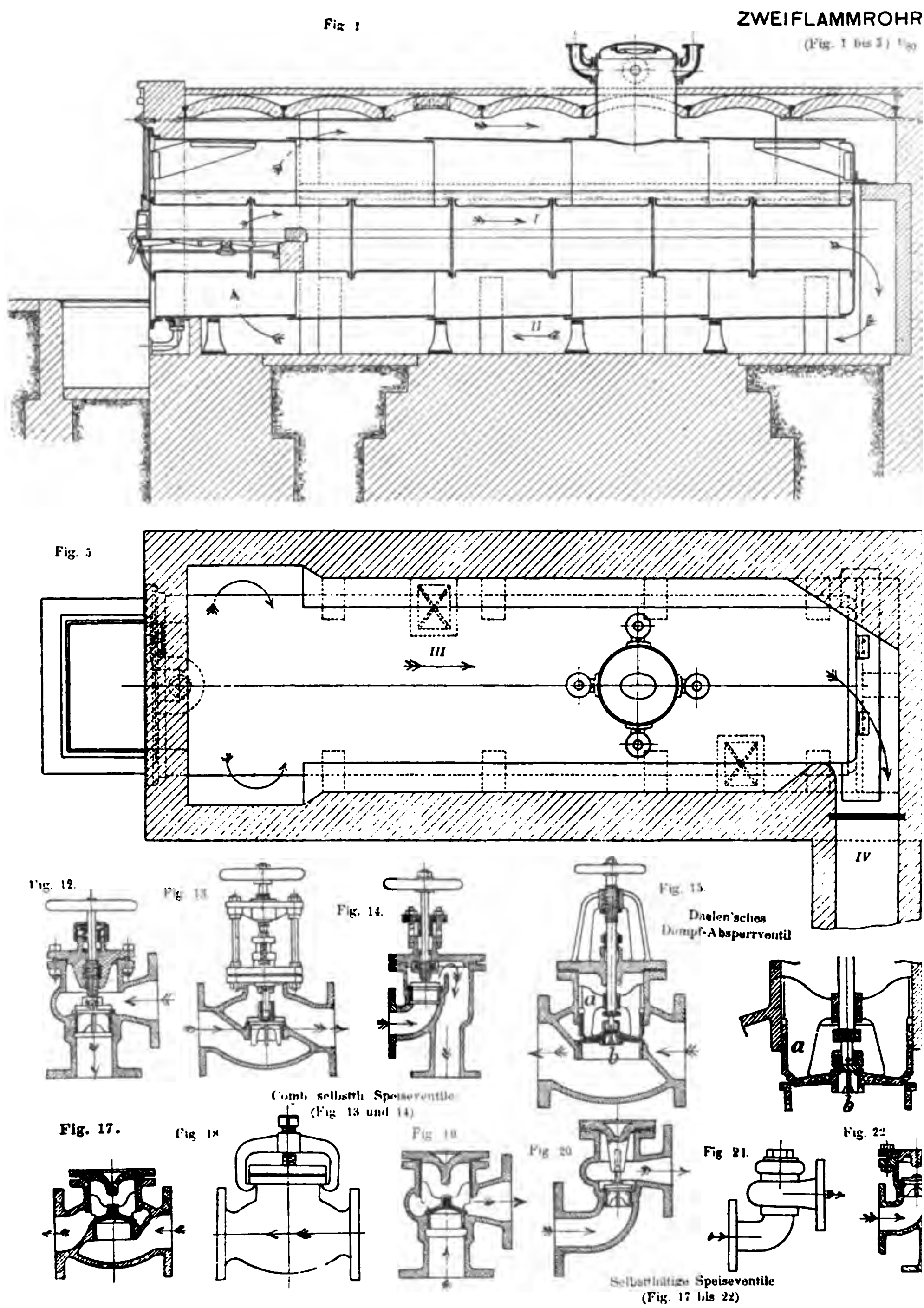
(Fig. 16 und 11).

Fig. 16. Fig. 17



1/10 Ng.


Fig. 12. Verticalschnitt.
Fig. 13. Ansicht.
LACHAPELLE-KESSEL
mit Röhrenbündeln.
Nach Ausführung von
C. Sulzberger & Co.
in Flöha.
(Fig. 12 bis 14.)
Fig 14 Grundriss
Fig. 1.
Fig. 5
TENBRINK-KESSE
Nach Ausführung der Maschinenf
Filiale Cannstatt, vormals Gebrüd
(Fig. 3.) 1/100 Ng.
Fig. 11
Fig. 6.
Fig. 7.
Fig. 8
Oberkessel mit einem
Unterkessel von
C. Sulzberger & Co.
in Flöha
(Fig. 5 bis 8.) 1/100 Ng.
DUPUIS-KESSEL.
Nach Ausführung der ersten
Brünner Maschinenfabriks-Gesellschaft.
(Fig. 11.) 1/80 Ng.


ZWEIFLAMMROHR
(Fig. 1 bis 5) 1/80
Fig. 1
I
II
Fig. 5
III
IV
Fig. 12.
Fig. 13.
Fig. 14.
Fig. 15.
Daelen'sches
Dampf-Absperrventil
a
b
Comb. selbsttl. Speiseventile
(Fig. 13 und 14)
Fig. 17.
Fig. 18
Fig. 19
Fig. 20
Fig. 21.
Fig. 22
Selbstthätige Speiseventile
(Fig. 17 bis 22)

:SSEL

Fig. 2

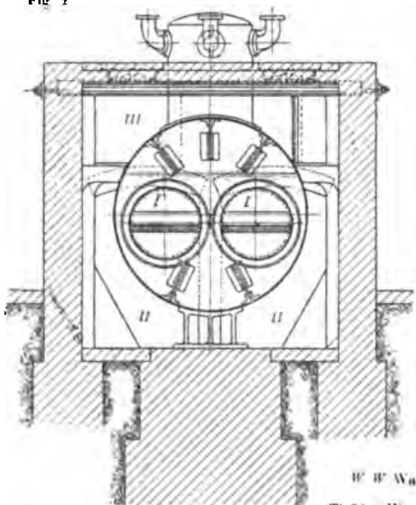


Fig. 3.

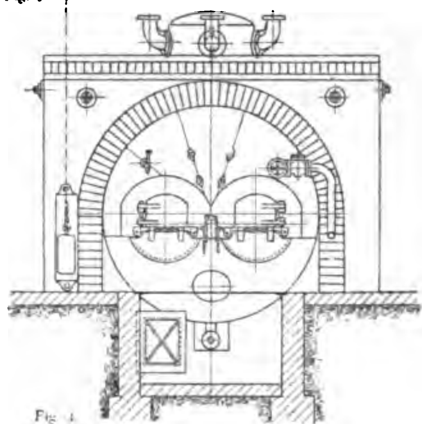


Fig. 4.

W W Wasserlinie
(Tiefster Wasserstand)

F F Feuerlinie

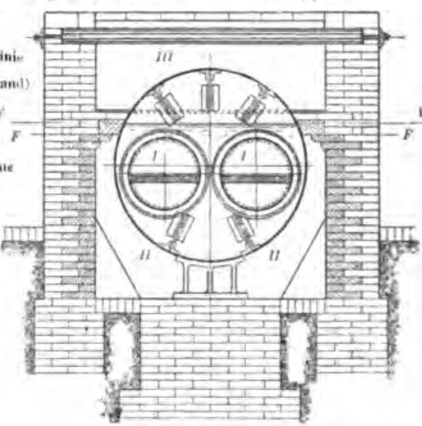


Fig. 6

Flammrohr mit
GALLOWAY-
ROHREN
(Fig. 6) 1/30 Ng

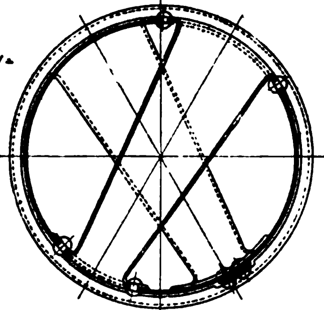
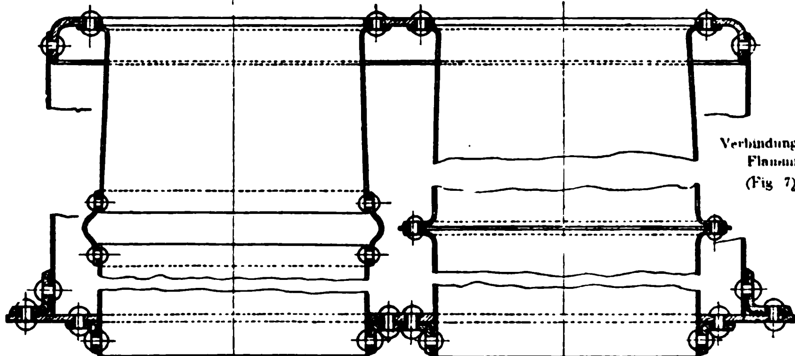


Fig. 16





Verbindungs-Details für Flammrohrkessel
(Fig. 7) 1/20 Ng

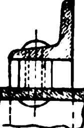


Fig. 8.

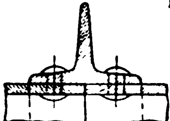


Fig. 9.

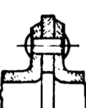


Fig. 10.

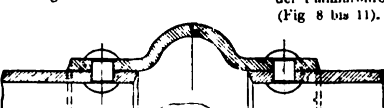


Fig. 11.

Detailconstruction der Versteifung der Flammrohre
(Fig. 8 bis 11).

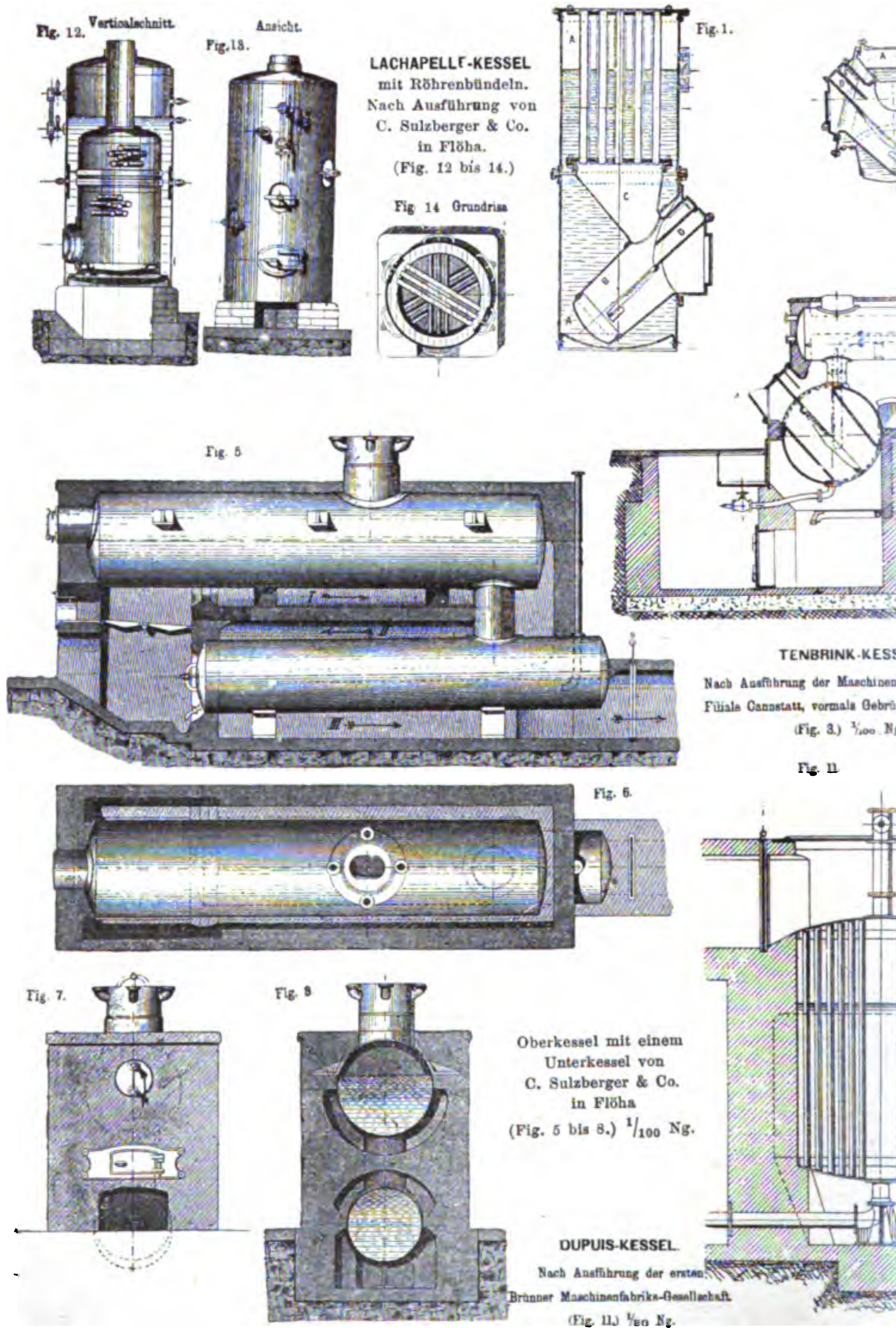
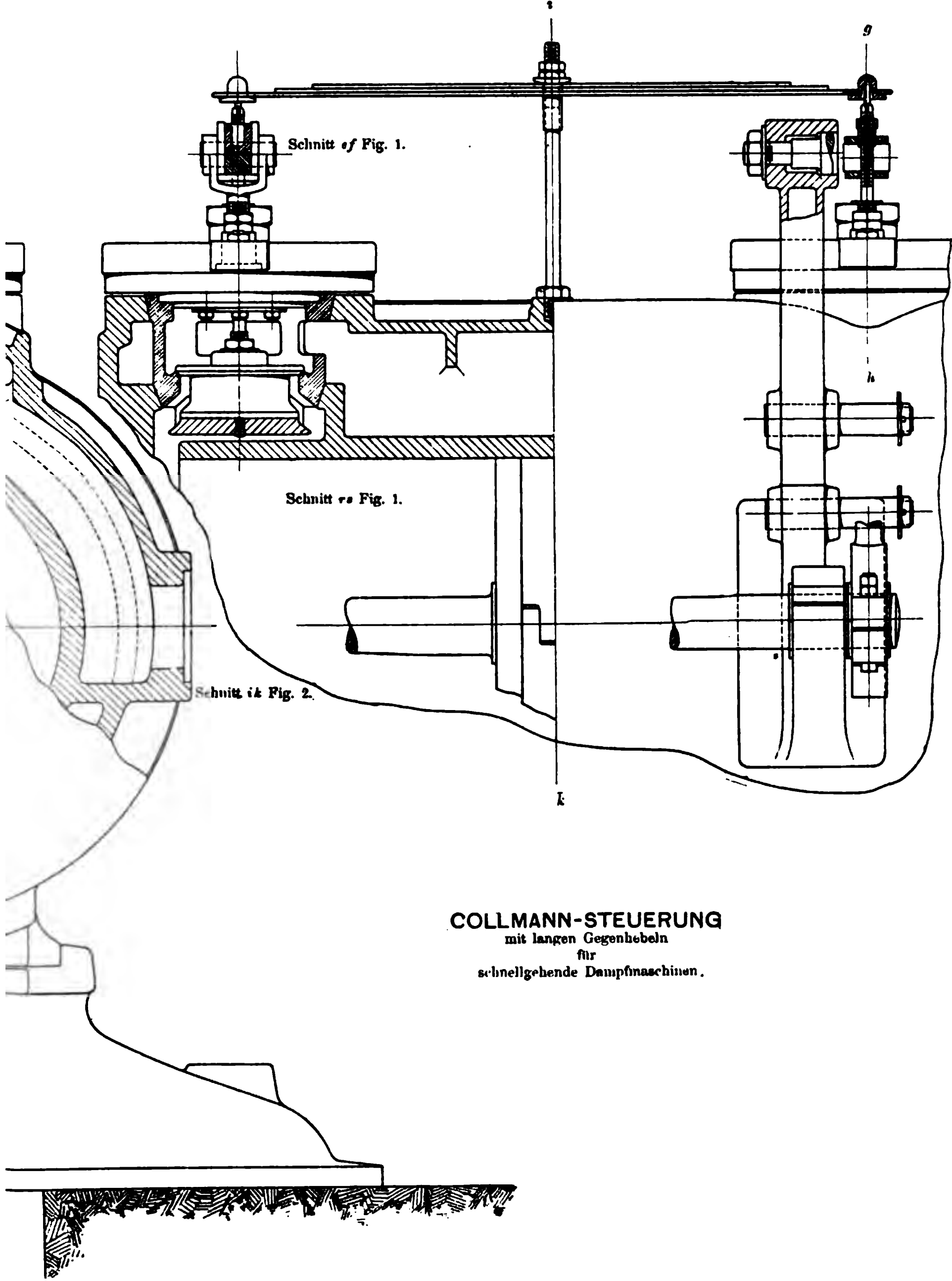
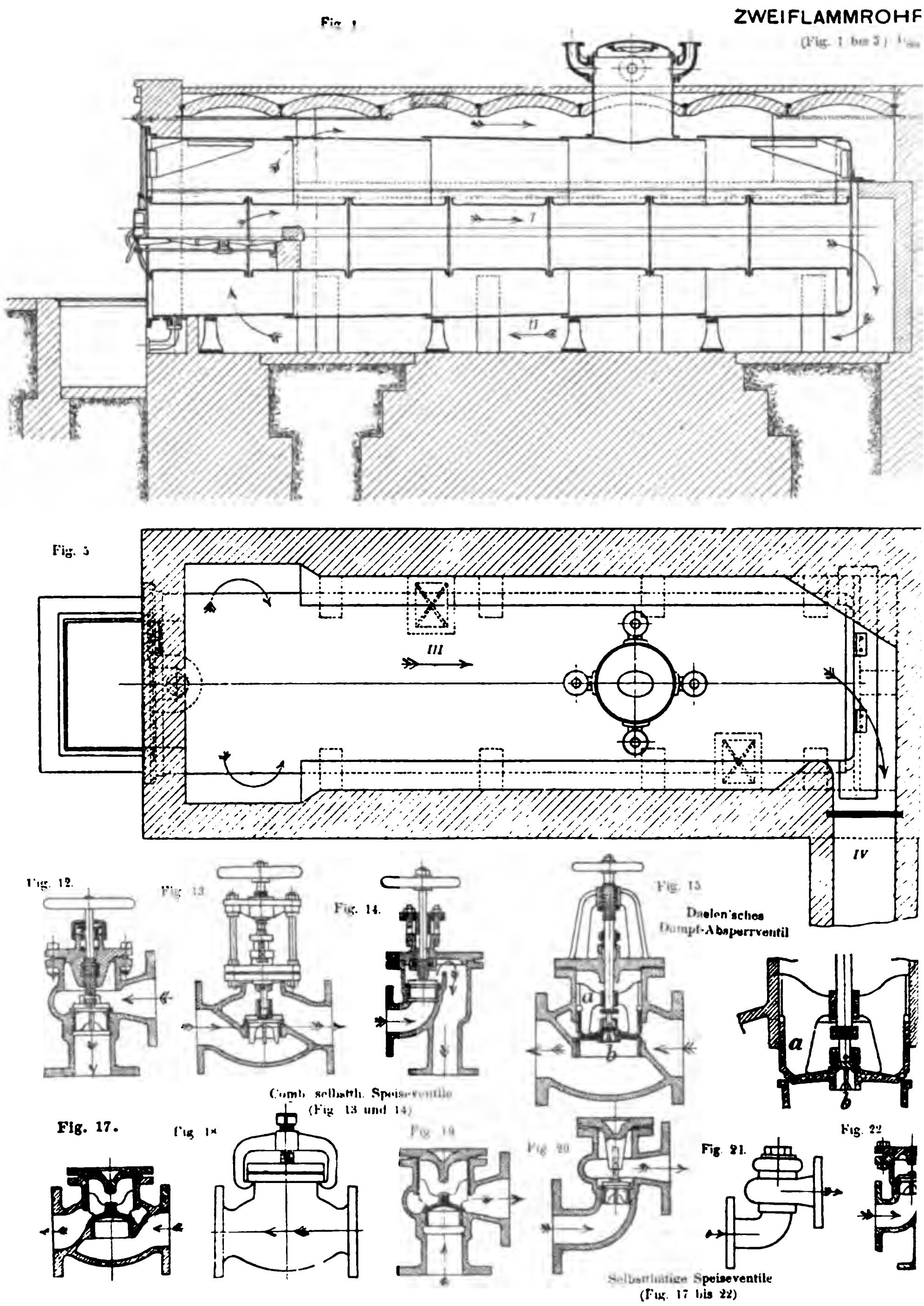

Fig. 12. Verticalschnitt.
Ansicht. Fig. 13.
LACHAPELLE-KESSEL
mit Röhrenbündeln.
Nach Ausführung von
C. Sulzberger & Co.
in Flöha.
(Fig. 12 bis 14.)
Fig. 14 Grundriss
Fig. 1.
Fig. 5
TENBRINK-KESSE
Nach Ausführung der Maschinenf
Filiale Cannstatt, vormals Gebrüd
(Fig. 3.) 1/100 Ng.
Fig. 11.
Fig. 6.
Fig. 7.
Fig. 8
Oberkessel mit einem
Unterkessel von
C. Sulzberger & Co.
in Flöha
(Fig. 5 bis 8.) 1/100 Ng.
DUPUIS-KESSEL.
Nach Ausführung der ersten
Brünner Maschinenfabriks-Gesellschaft.
(Fig. 11.) 1/50 Ng.

Fig. 2.
Längsschnitt durch den Cylinder und Seitenansicht
des rechtsseitigen Steuerungslagers.

Schnitt *no* Fig. 1.



COLLMANN-STEUERUNG
mit langen Gegenhebeln
für
schnellgehende Dampfmaschinen.


ZWEIFLAMMROHF
Fig. 5
Fig. 12.
Fig. 14.
Fig. 15
Daelen'sches
Dampf-Absperrventil
a
b
Comb. selbstth. Speiseventile
(Fig. 13 und 14)
Fig. 17.
Fig. 21.
Fig. 22
Selbstthätige Speiseventile
(Fig. 17 bis 22)

ESSEL

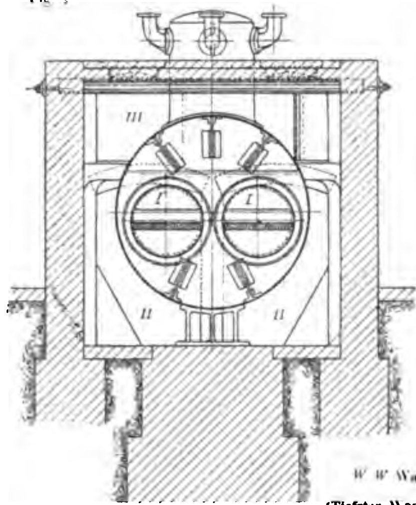


Fig. 2

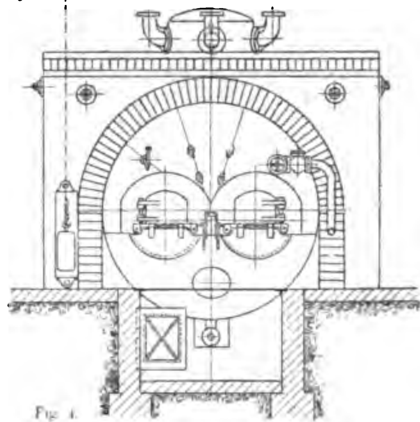


Fig. 3.

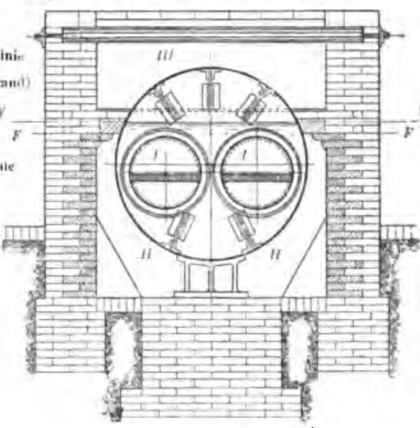


Fig. 4.

W W Wasserlinie (Tiefster Wasserstand)

F F Feuerlinie

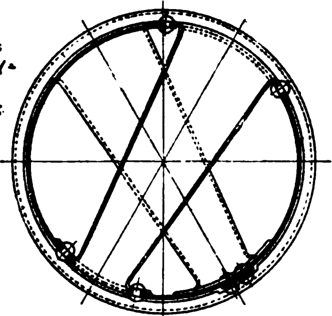
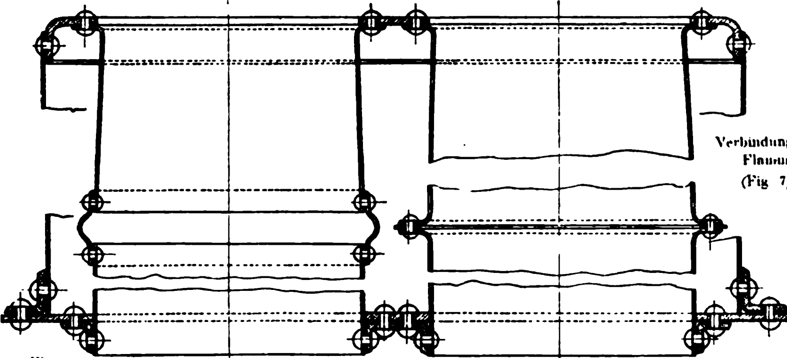


Fig. 6

Flammrohr mit GALLOWAY-ROHREN (Fig. 6) 1/30 Ng.



Verbindungs-Details für Flammrohrkessel (Fig. 7) 1/20 Ng.

Fig. 16

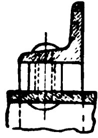


Fig. 8

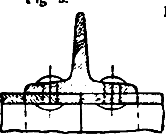


Fig. 9.

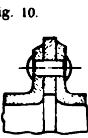


Fig. 10.

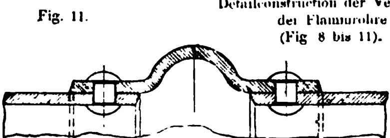
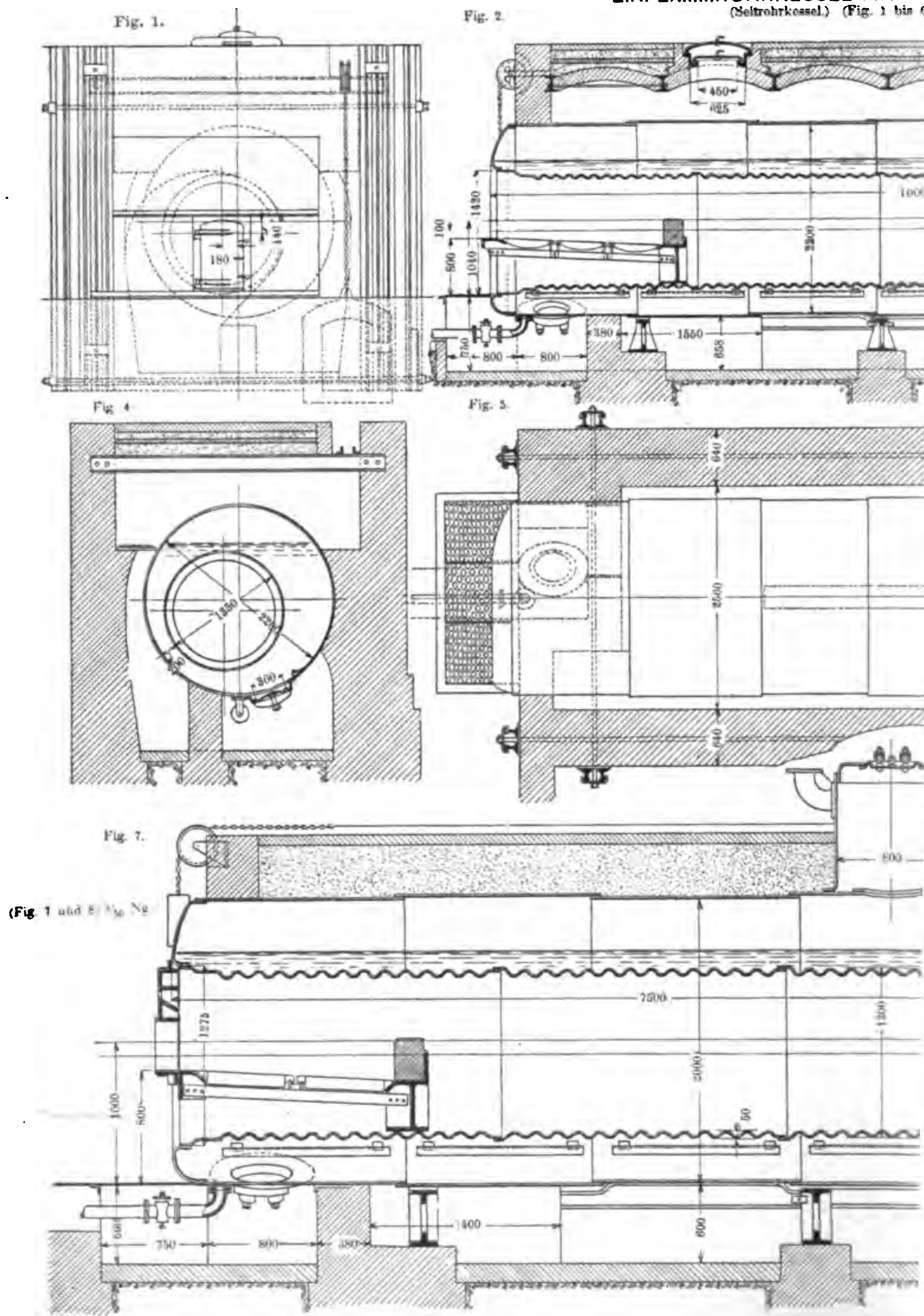


Fig. 11.

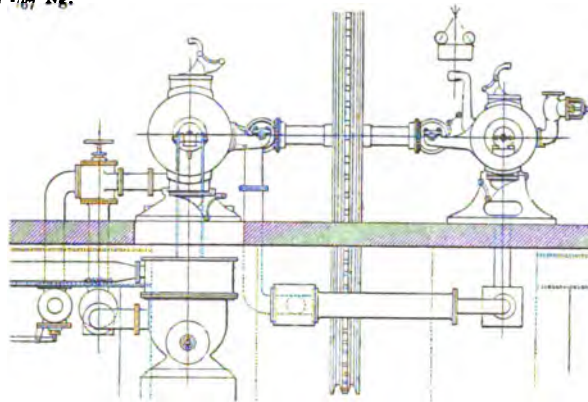
Detailconstruction der Versteifung der Flammrohre (Fig. 8 bis 11).

EINFLAMMROHRKESSEL MIT W
(Seitrohrkessel.) (Fig. 1 bis 6



COMPOUND-DAMPFMASCHINE
mit
COLLMANN-STEUERUNG
(Fig. 1 bis 4).
(Fig. 1 bis 3) 1/67 Ng.

Fig. 3.
Hinteransicht.



Doppeltwirkende Luftpumpe:
Kolbendurchmesser 260.... *mm*
Kolbenhub .... 305 *mm*

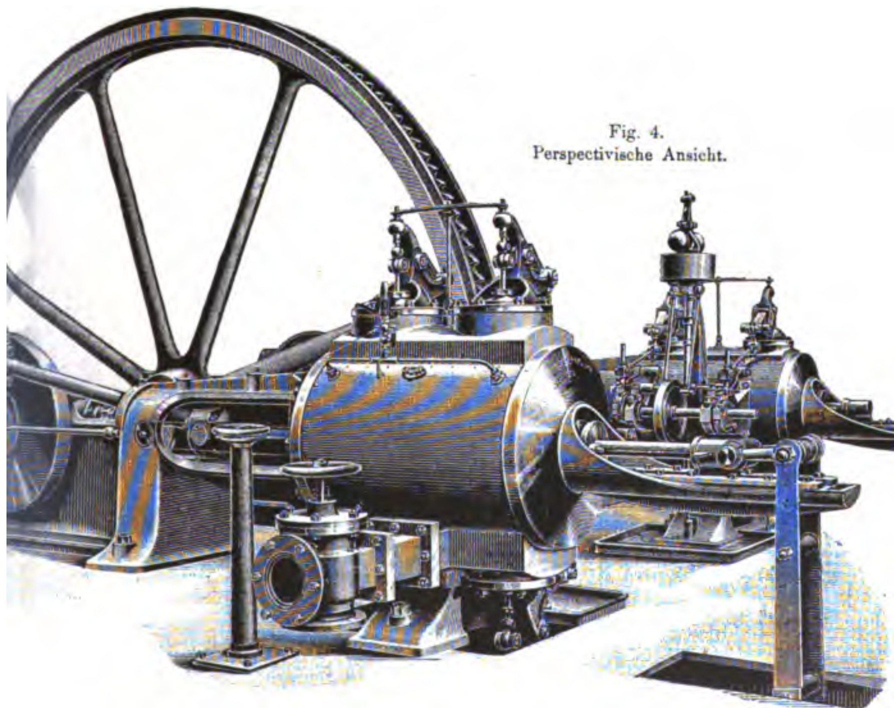
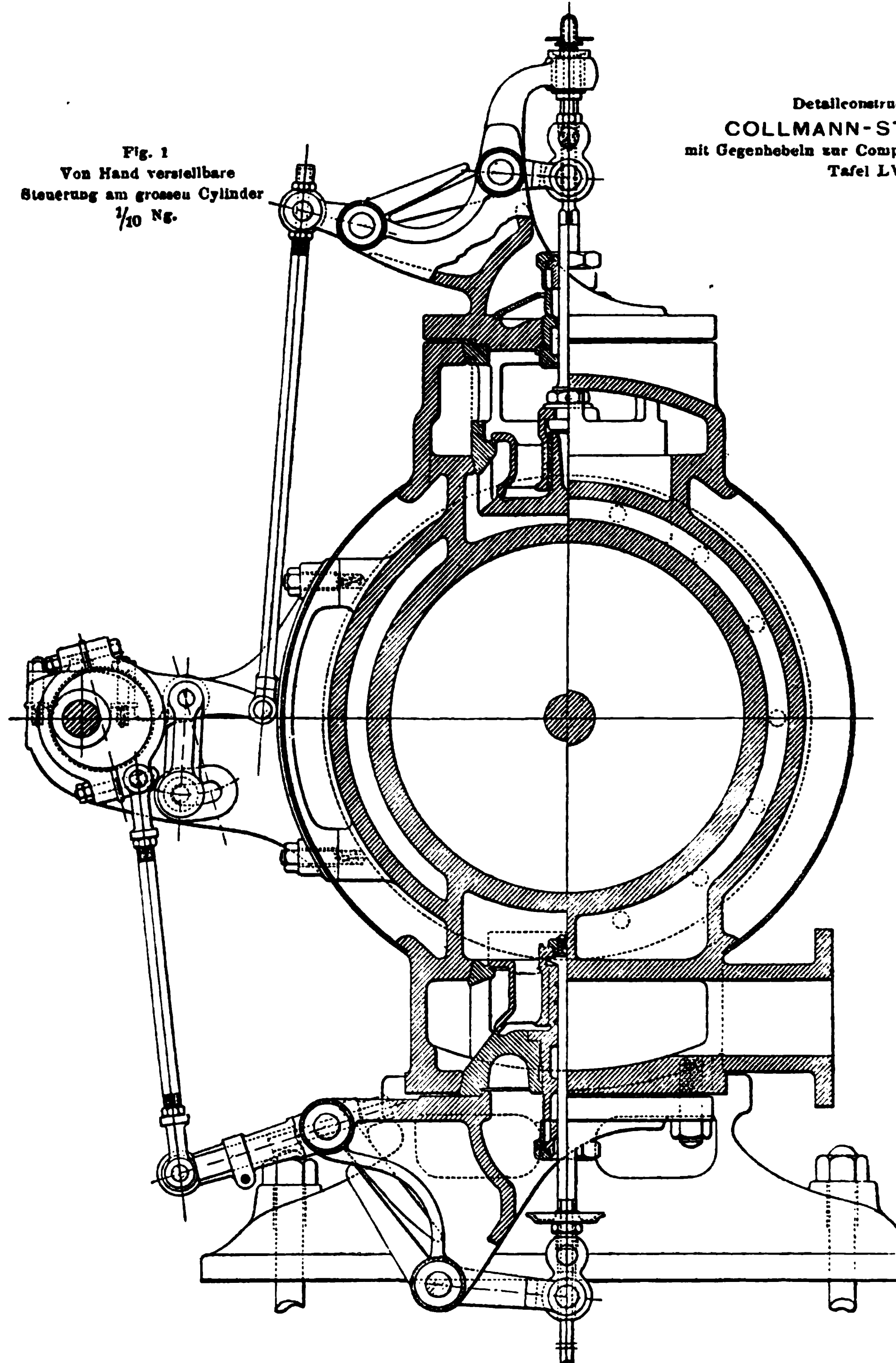


Fig. 4.
Perspectivische Ansicht.


Detailconstruc
COLLMANN-ST
mit Gegenhebeln zur Comp
Tafel LV
Fig. 1
Von Hand verstellbare
Steuerung am grossen Cylinder
1/10 Ng.

…ion der
…STEUERUNG
…und-Dampfmaschine

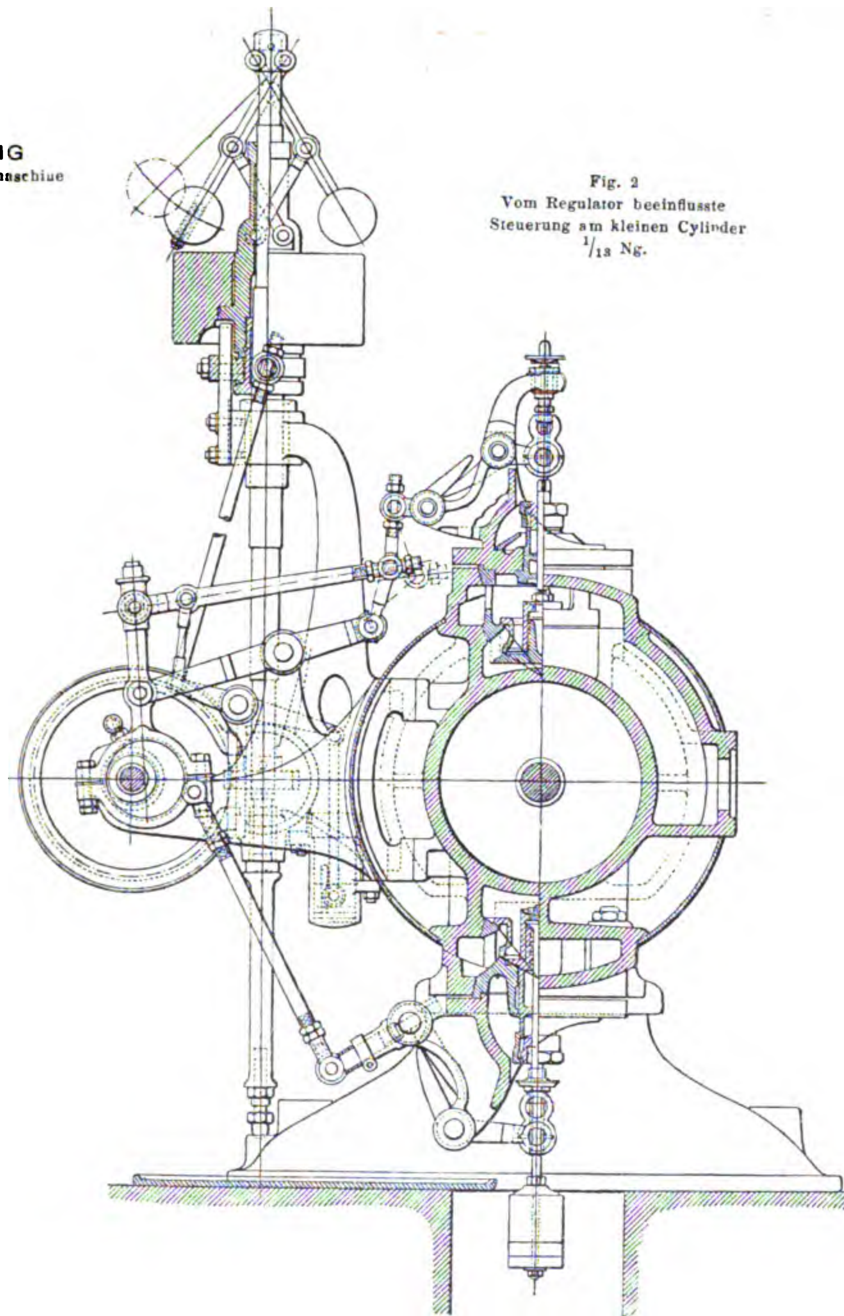
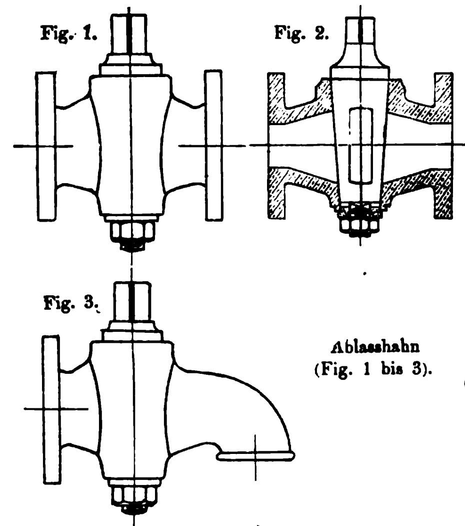


Fig. 2
Vom Regulator beeinflusste
Steuerung am kleinen Cylinder
$^1/_{12}$ Ng.

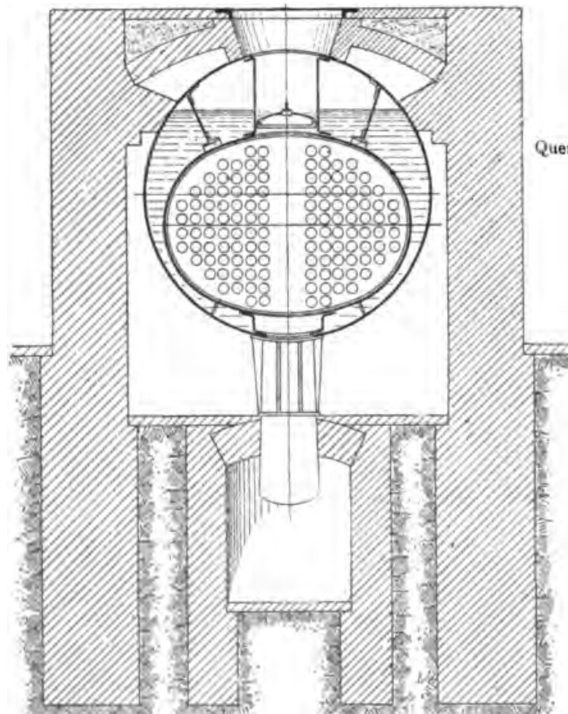


Ablasshahn
(Fig. 1 bis 3).

Fig. 5.
Querschnitt durch die Flammrohre.

(Fig. 5 bis 8) $^1/_{60}$ Ng.
Constructions-Details zu dem
FAIRBAIRNKESSEL
Tafel XXXII.

Fig. 6.
Querschnitt durch die Flammenkammer.



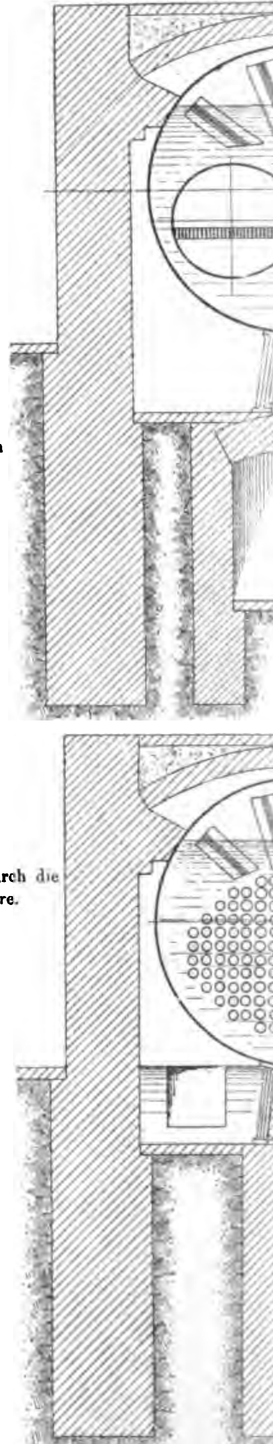
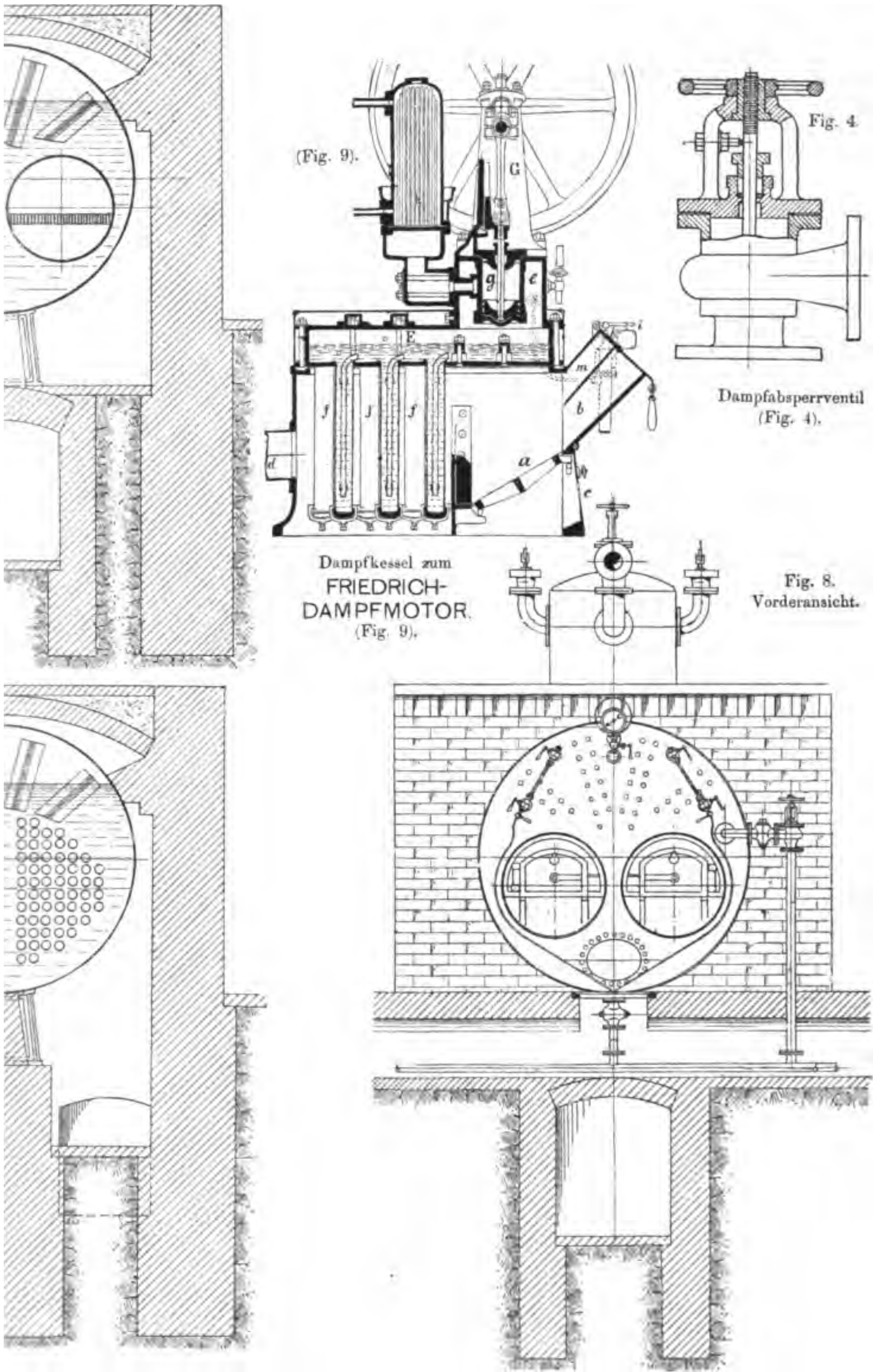
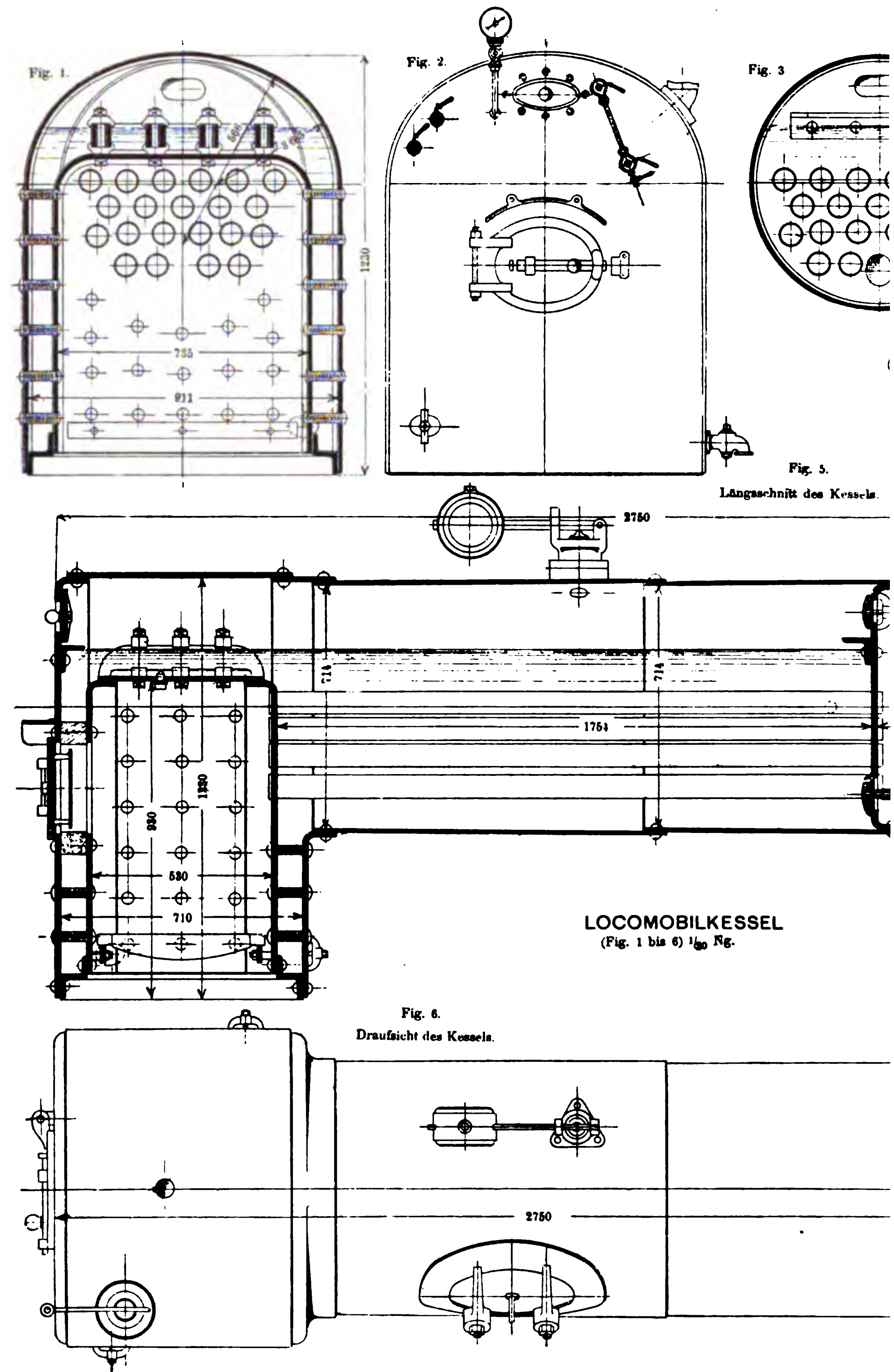


Fig. 7
Querschnitt durch die Rauchrohre.



Dampfkessel zum
FRIEDRICH-
DAMPFMOTOR.
(Fig. 9).


Fig. 1.
735
911
1250
Fig. 2.
Fig. 3
Fig. 5.
Längsschnitt des Kessels.
2750
714
714
1754
1250
930
530
710
LOCOMOBILKESSEL
(Fig. 1 bis 6) 1/30 Ng.
Fig. 6.
Draufsicht des Kessels.
2750

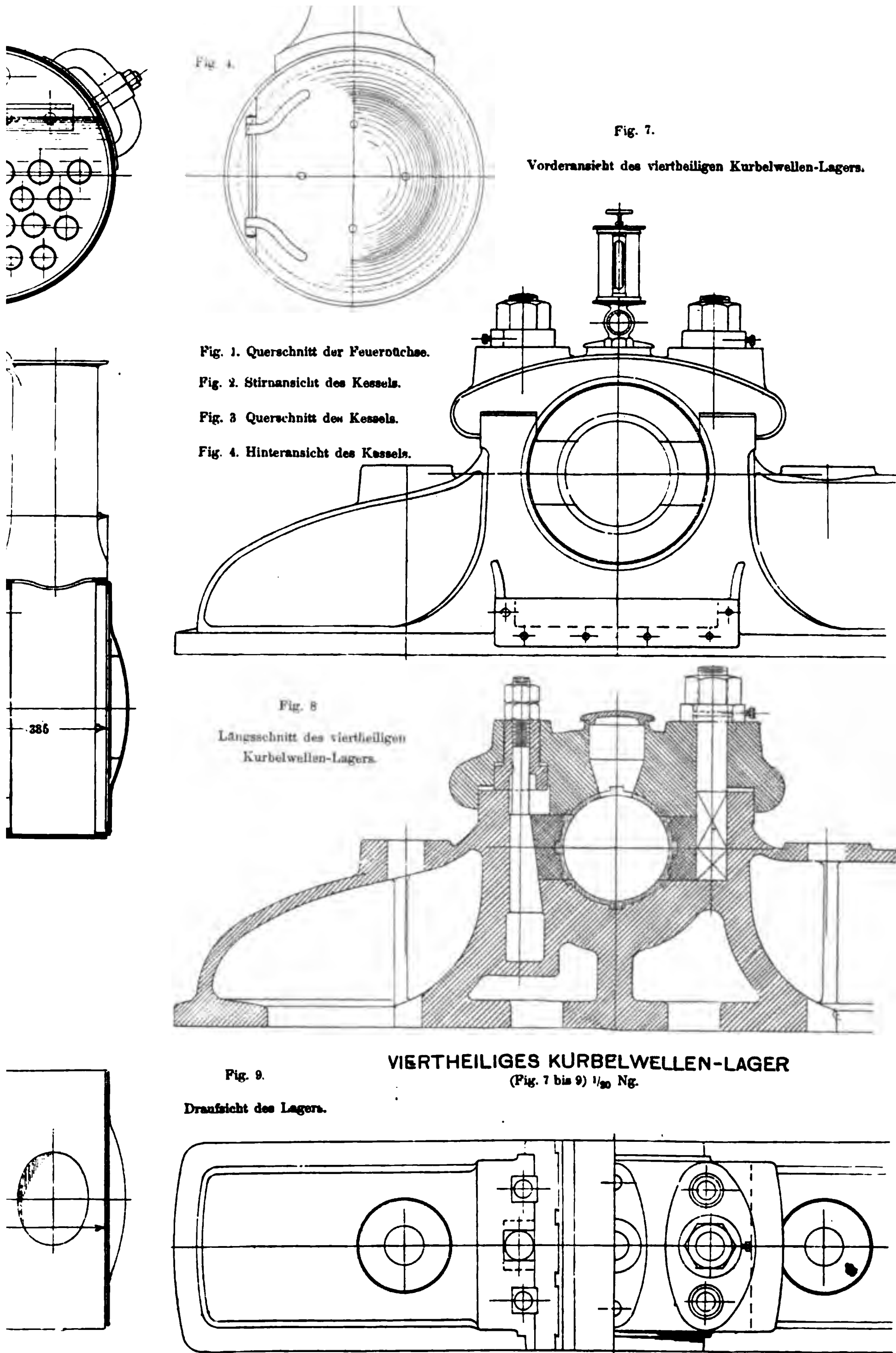
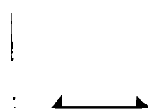
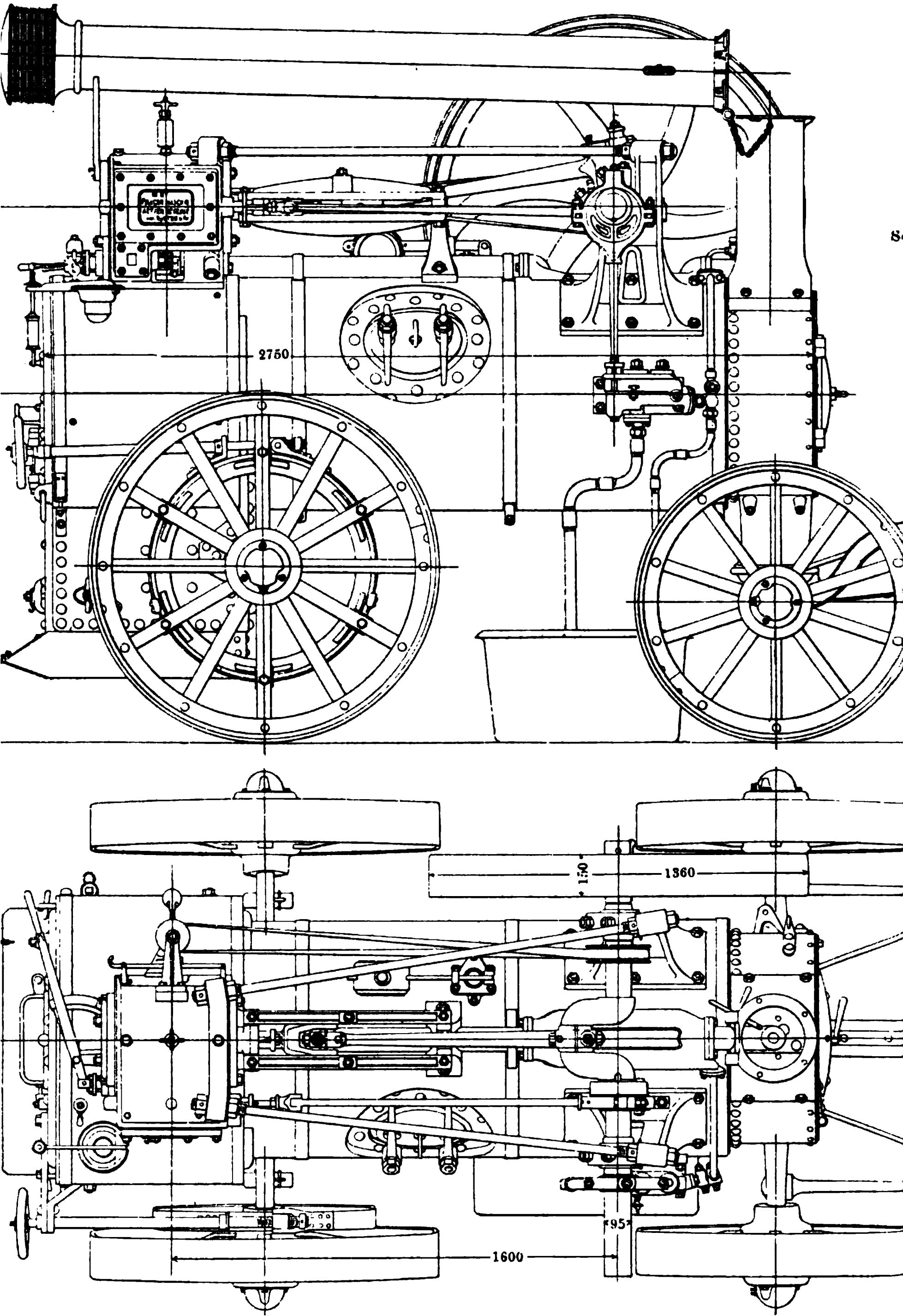


Fig. 4.
Fig. 7.
Vorderansicht des viertheiligen Kurbelwellen-Lagers.
Fig. 1. Querschnitt der Feuerbüchse.
Fig. 2. Stirnansicht des Kessels.
Fig. 3 Querschnitt des Kessels.
Fig. 4. Hinteransicht des Kessels.
385
Fig. 8
Längsschnitt des viertheiligen Kurbelwellen-Lagers.
Fig. 9.
Draufsicht des Lagers.
VIERTHEILIGES KURBELWELLEN-LAGER
(Fig. 7 bis 9) 1/20 Ng.







S

Fig. 1
e..nansicht.

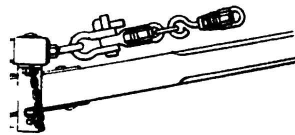
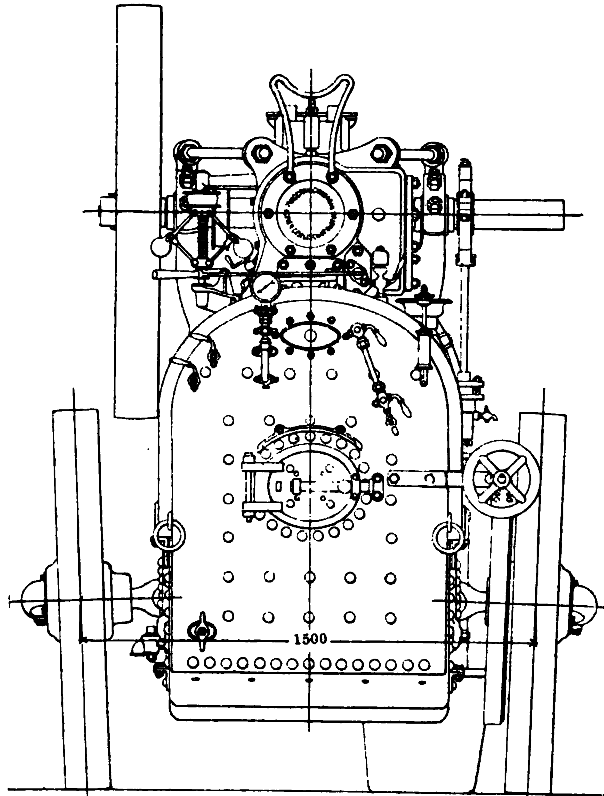
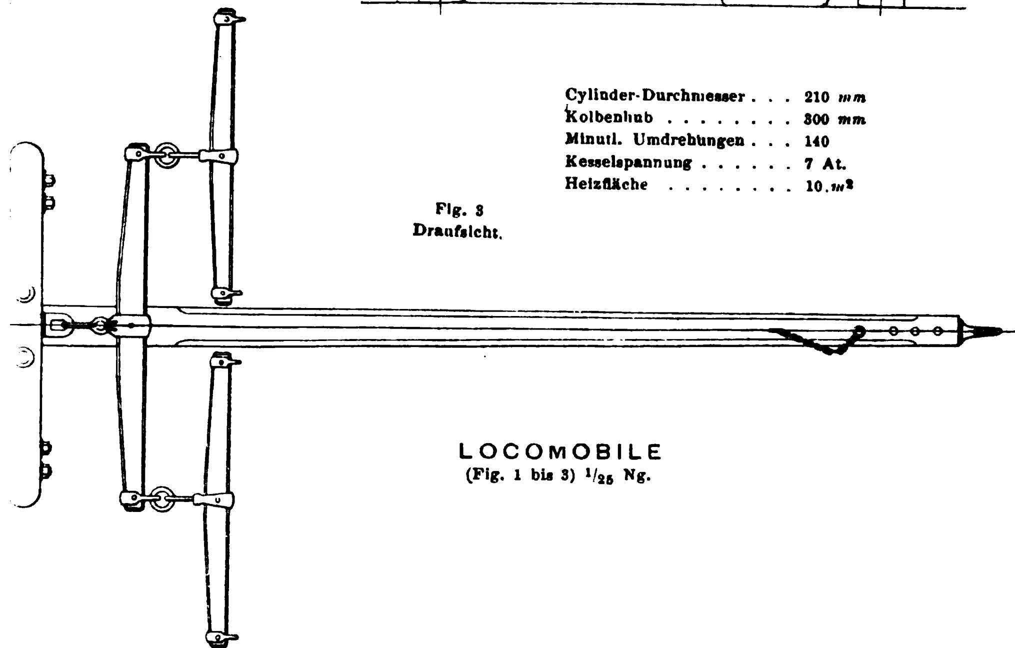


Fig. 2
Stirnansicht.

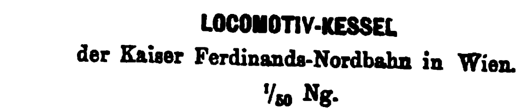


Cylinder-Durchmesser . . .	210 *mm*
Kolbenhub	300 *mm*
Minutl. Umdrehungen . . .	140
Kesselspannung	7 At.
Heizfläche	10.m^2

Fig. 3
Draufsicht.



LOCOMOBILE
(Fig. 1 bis 3) $^1/_{25}$ Ng.



LOCOMOTIV-KESSEL

der Kaiser Ferdinands-Nordbahn in Wien.

1/50 Ng.

Fig. 1

Fig. 2.

Fig. 3.

Fig. 3.
Schnitte nach *FG* und *MN* Fig. 1
Steuerwelle *a*, Excenterscheibe *b*,
Excenterhebel *c*, Drehzapfen *q* für den
Gegenlenker *m* und Drehbolzen *k l*
für die Lenkstange *n*

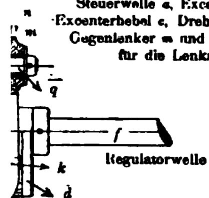
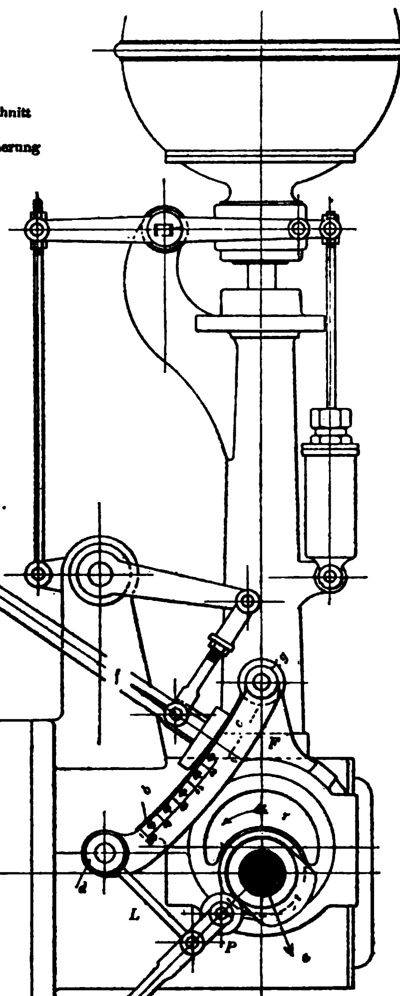
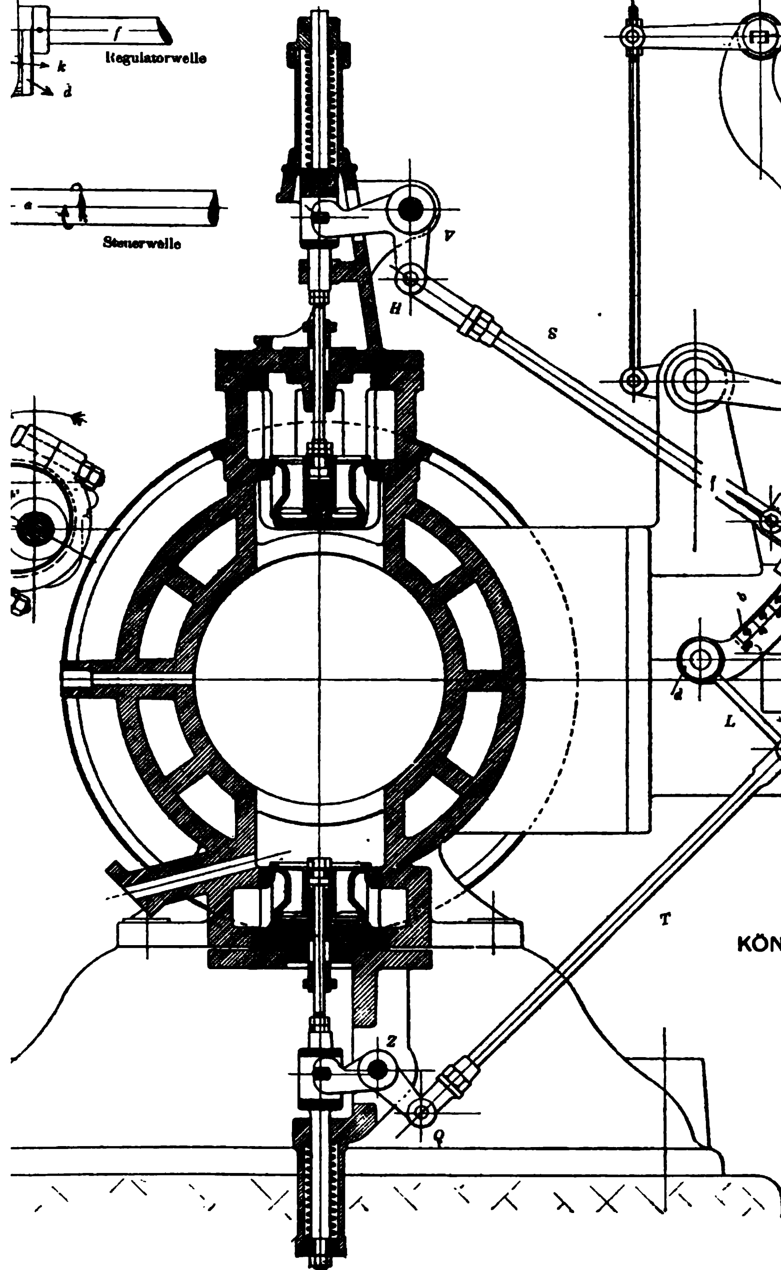


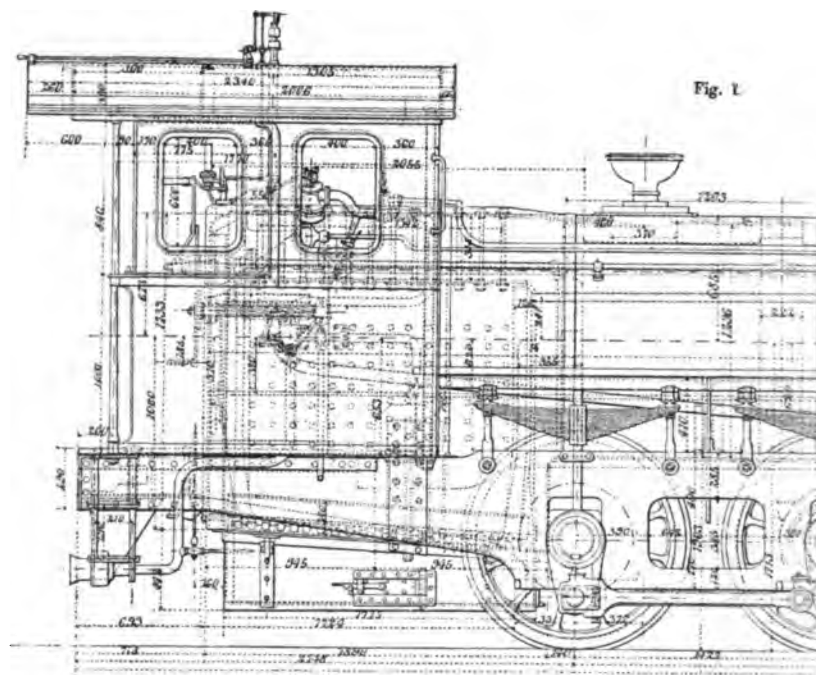
Fig. 4.
Cylinderquerschnitt
und
Ansicht der Steuerung

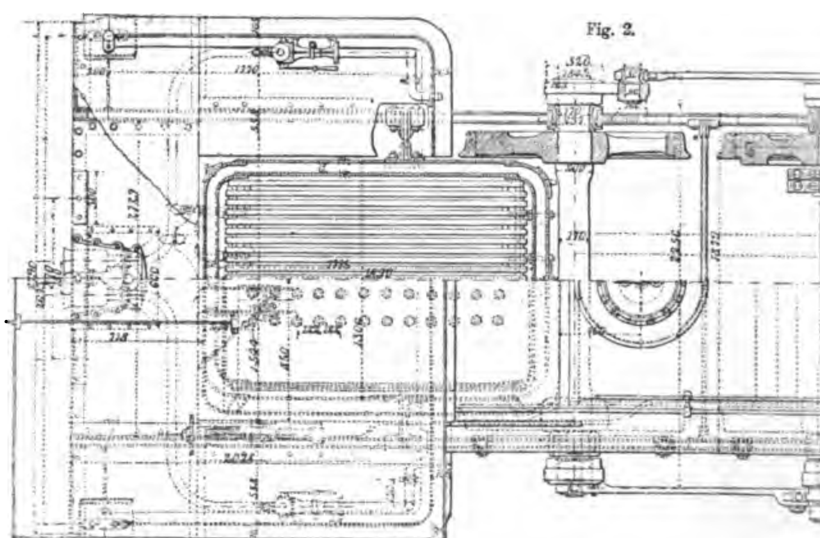




KÖNIG-STEUERUNG
(Fig. 4) 1/10 Ng.

GÜTERZUGS-LOCOMOTIVE
der Kaiser Ferdinands-Nordbahn in Wien.





Tafel XXXVII.

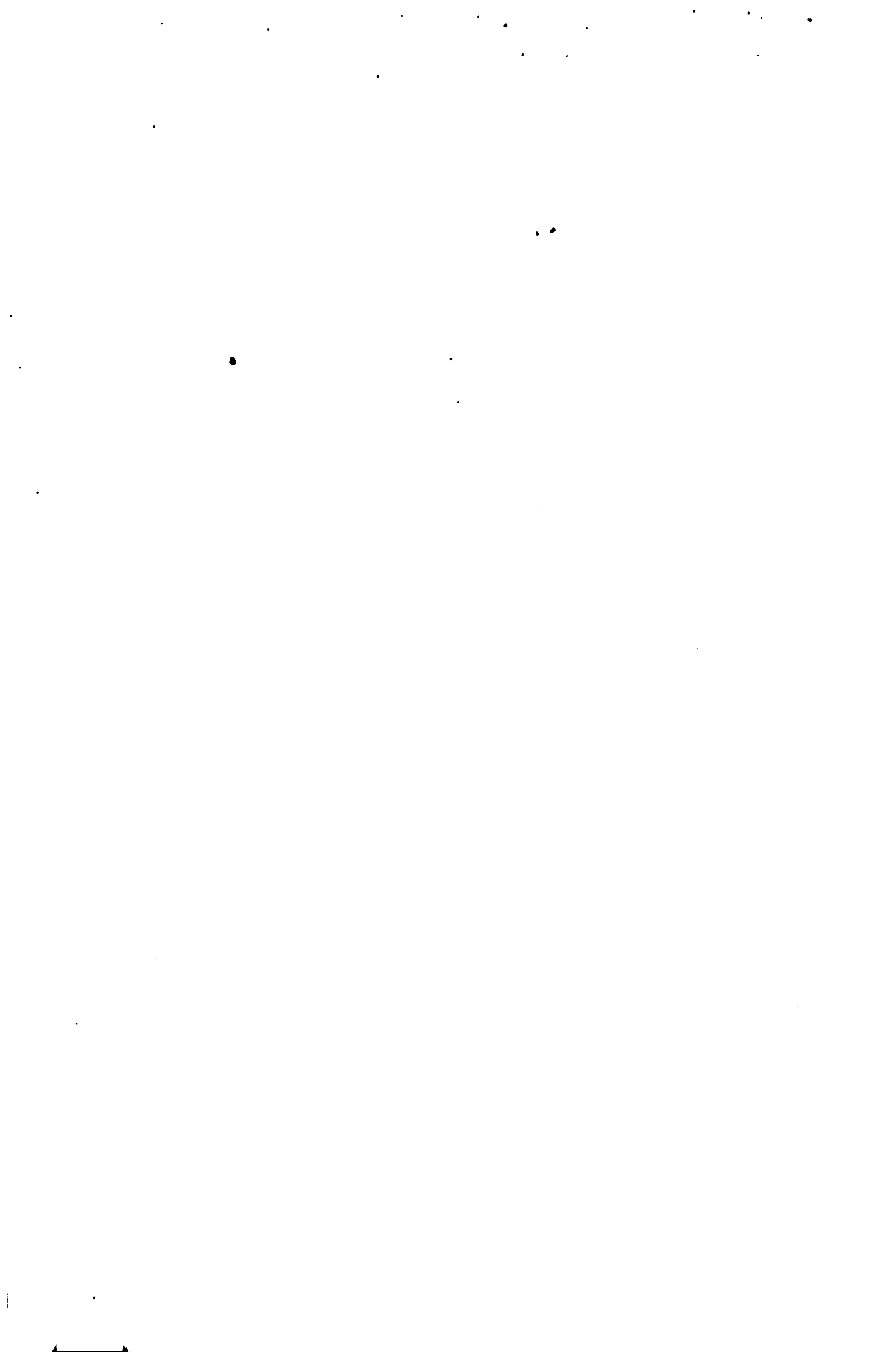


Fig. 1. Grundriss.

a Hahn für die Dampfpumpe zum Speisen des Kessels.
a Hahn für die Dampfstrahlspritze zum Abblasen des Russes und der Flugasche.

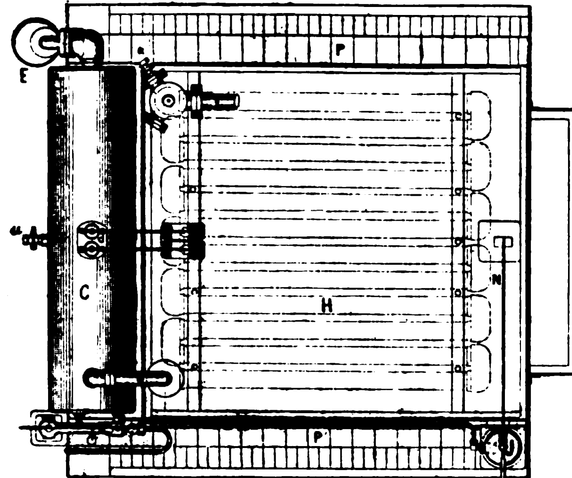
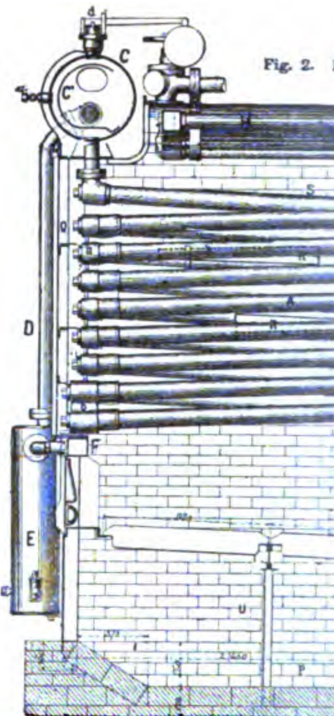


Fig. 2.



D Speisewasser-Abfallrohr, E Schlammsammler, F Speisewasser-Sammelrohr, G Rohrschlange mit F und C verbunden, H Dampf-Trockenrohrschlange, K Planrost, I Rauchklappe, J Federkolben unter Dampfdruck zur aut. Verstellung der Rauchklappe. (Fig. 4 bis 6.)

Fig. 4.

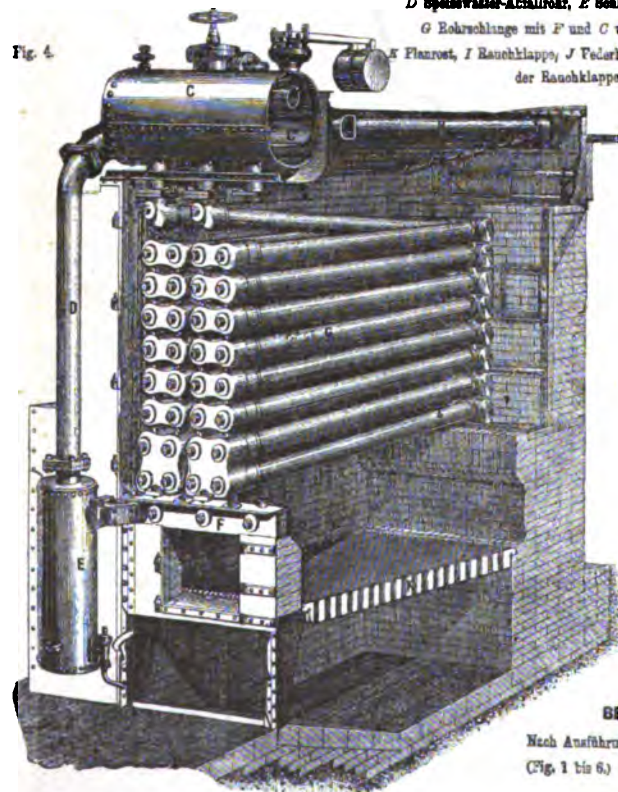
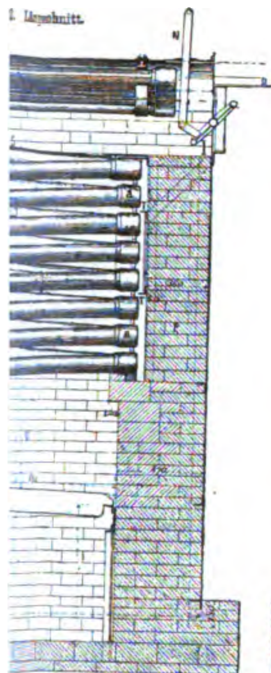


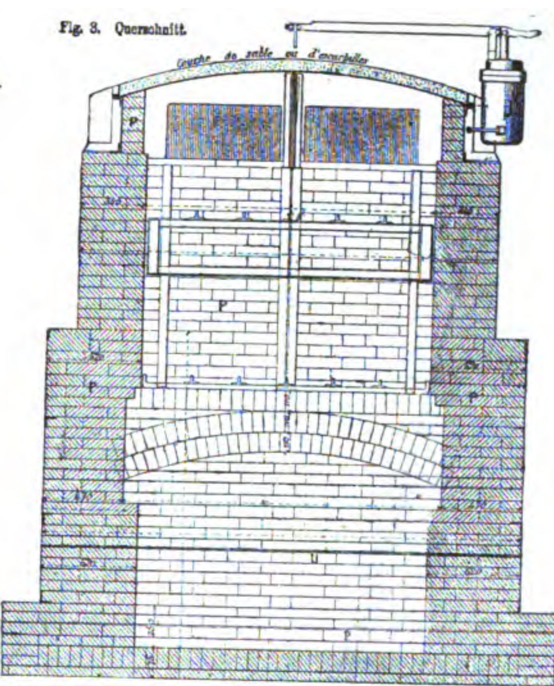
Fig. 6. Stirnansicht einer Rohrschlange.



BELLEVILLE-KESSEL.

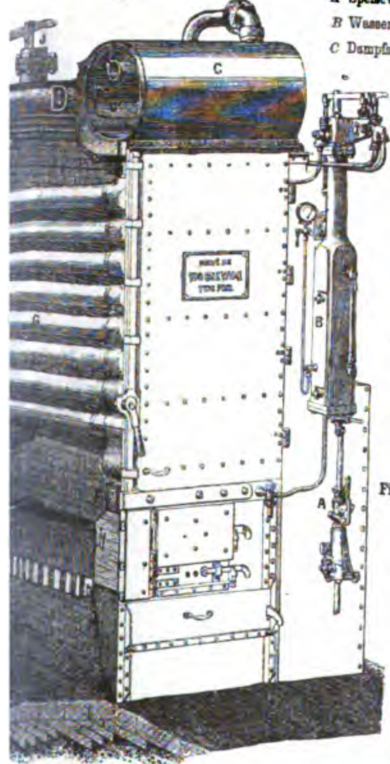
Nach Ausführung von J. Belleville & Cie. in Paris (Fig. 1 bis 6.) Modell 1877. Nn = 100 ; 1/40. Ng.



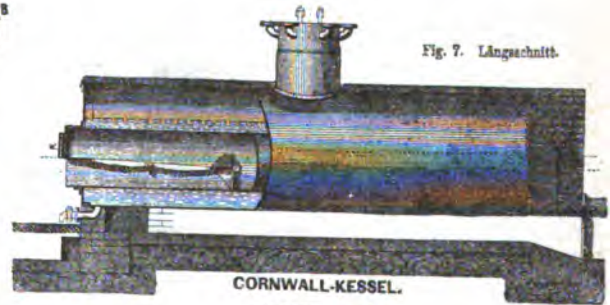


In Fig. 1 bis 3 bezeichnen die gleichen Buchstaben die gleichen Bestandtheile. (Fig. 1 bis 3.) 1/40 Ng.

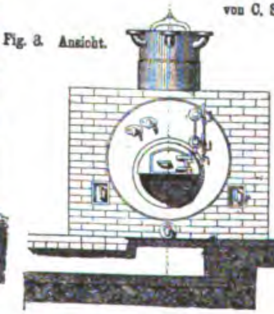
Fig. 5.

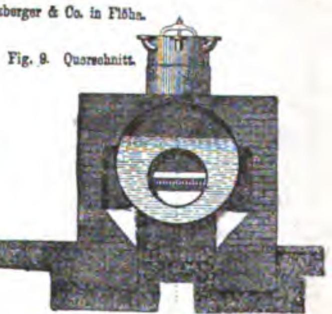


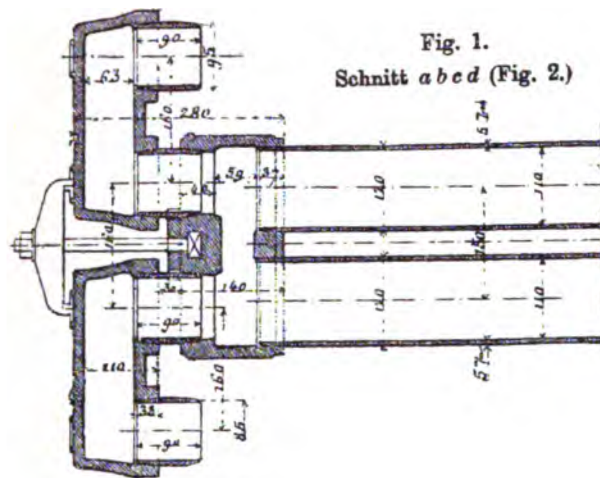
A Speisewasser-Regulierhahn im Druckrohr.
B Wasserstandsgehäuse, B' Selbstth. Speiseventil.
C Dampfsammler, C' Wasserauffänger. (Fig. 5.)

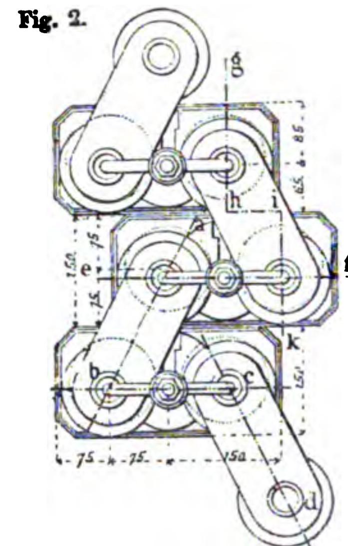


CORNWALL-KESSEL.
mit einem Feuerrohr
von C. Sulzberger & Co. in Flöha.

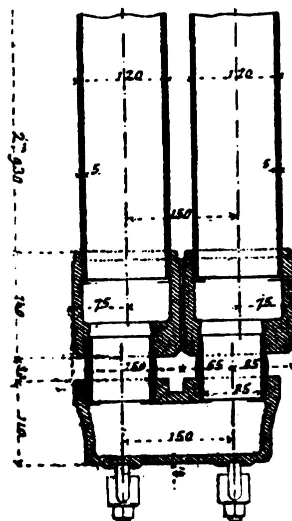


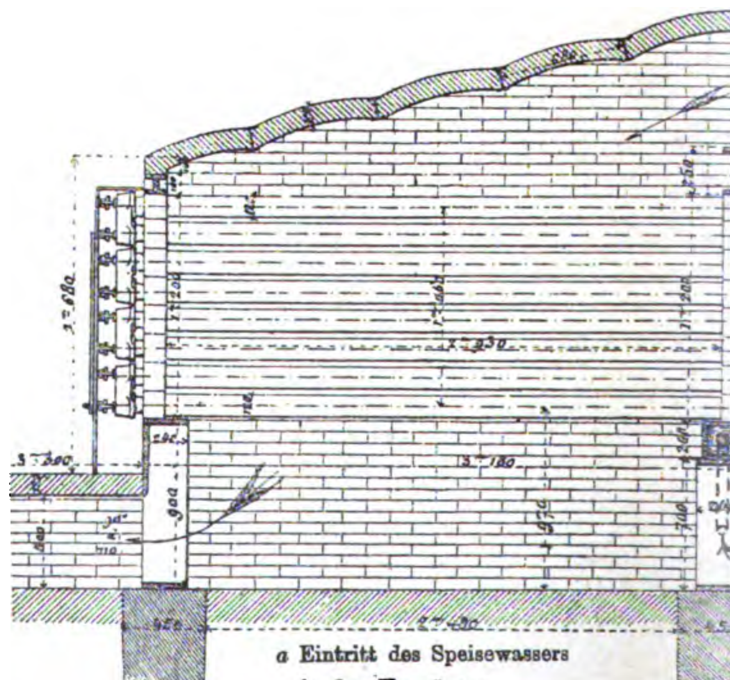



Fig. 1.
Schnitt *abcd* (Fig. 2.)


Fig. 2.

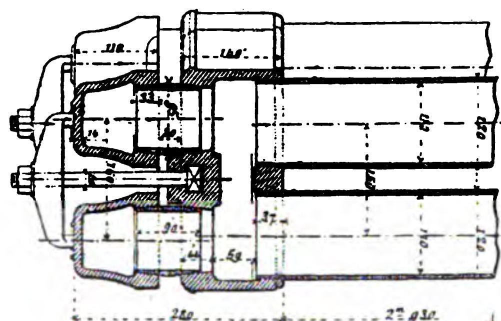
DE NAEYER-KESSEL.
Ausgeführt von De Naeyer & Cie in Willebroeck (Belgien).


Fig. 4.
Schnitt *ghik* (Fig. 2.)

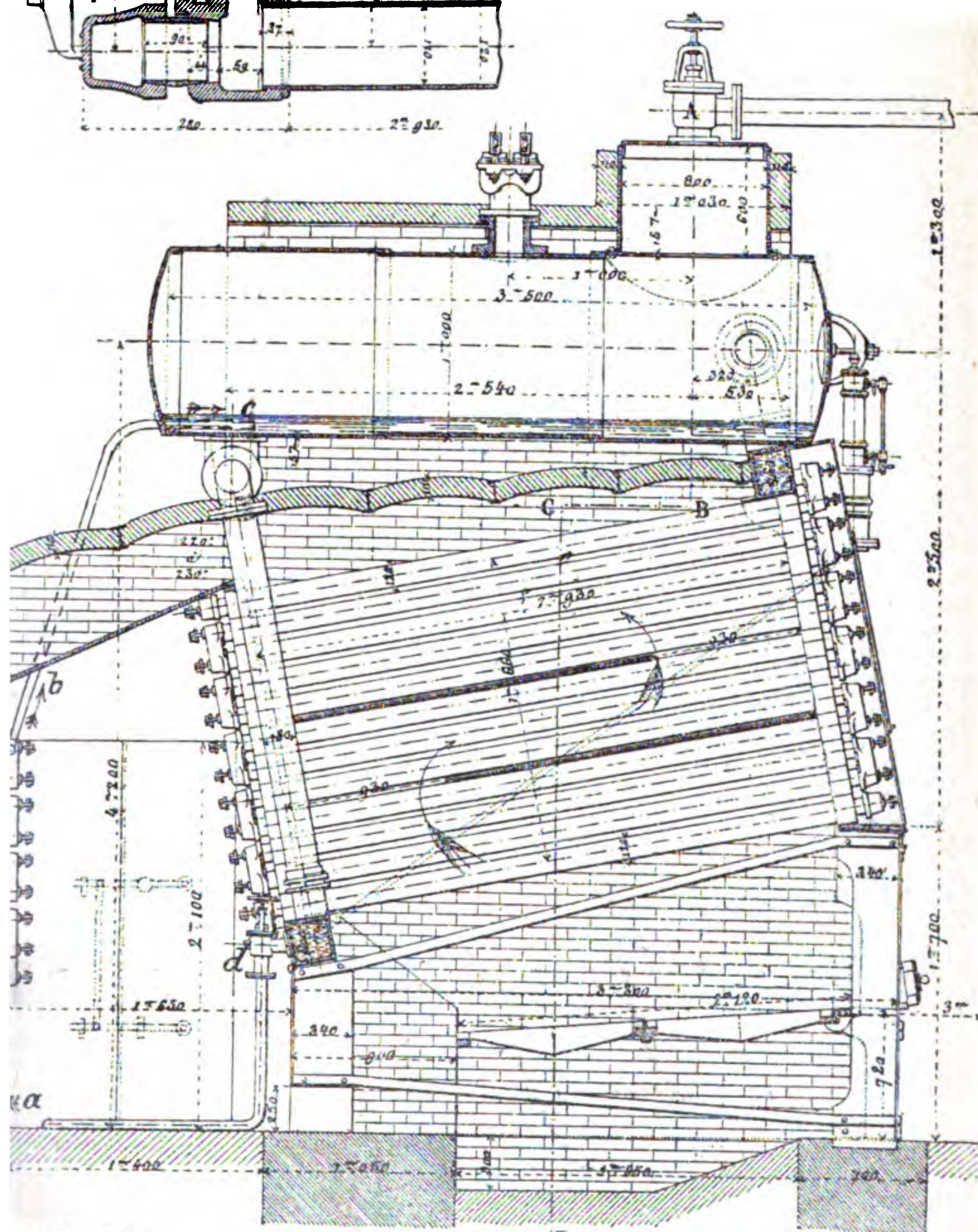

Fig. 5.
Längsschnitt 1/40 Ng.

a Eintritt des Speisewassers in den Vorwärmer.
b Übertritt desselben in den Kessel.
c Mündung des Speiserohres.

Fig. 3.
Schnitt *e f* (Fig. 2.)

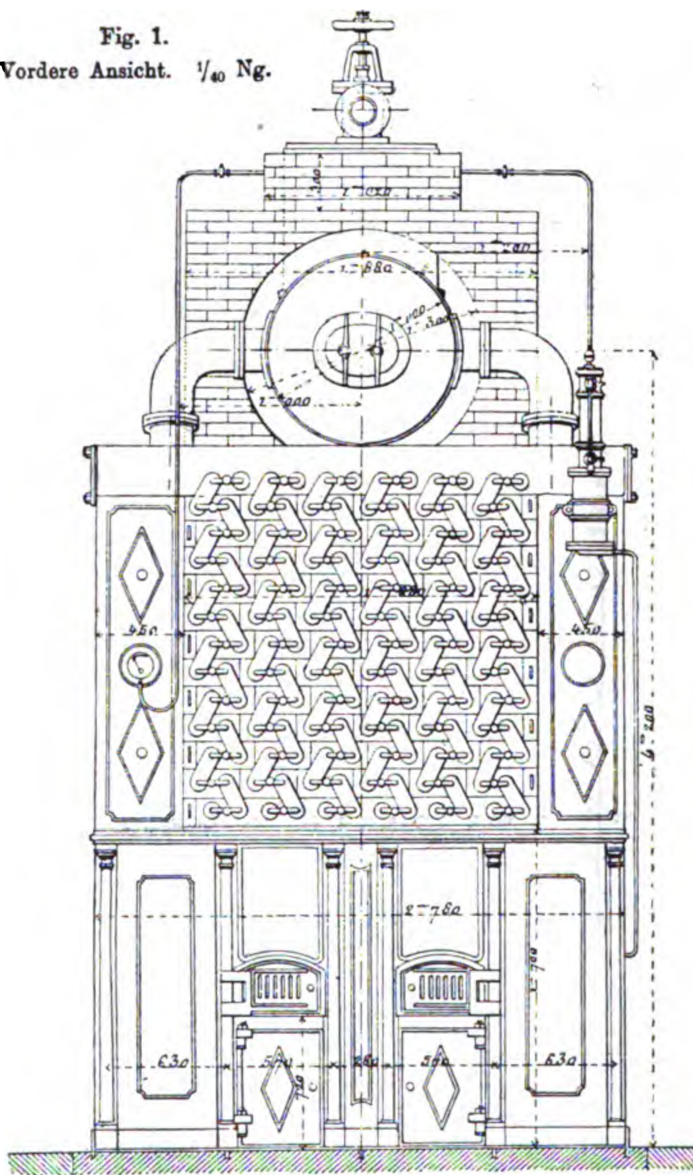


Detailconstructior
der Rohrverbindung.
(Fig. 1 bis 4.) 1/10 Ng.



d **Ablasshahn.**

Fig. 1.
Vordere Ansicht. $^1/_{40}$ Ng.

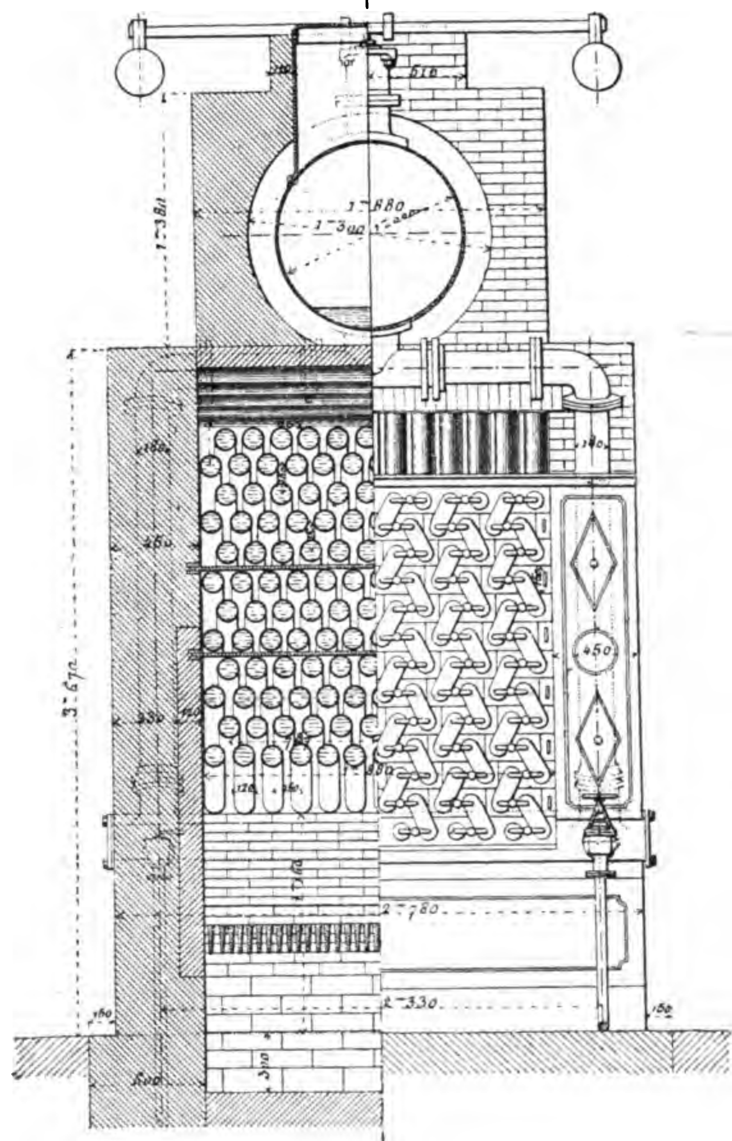


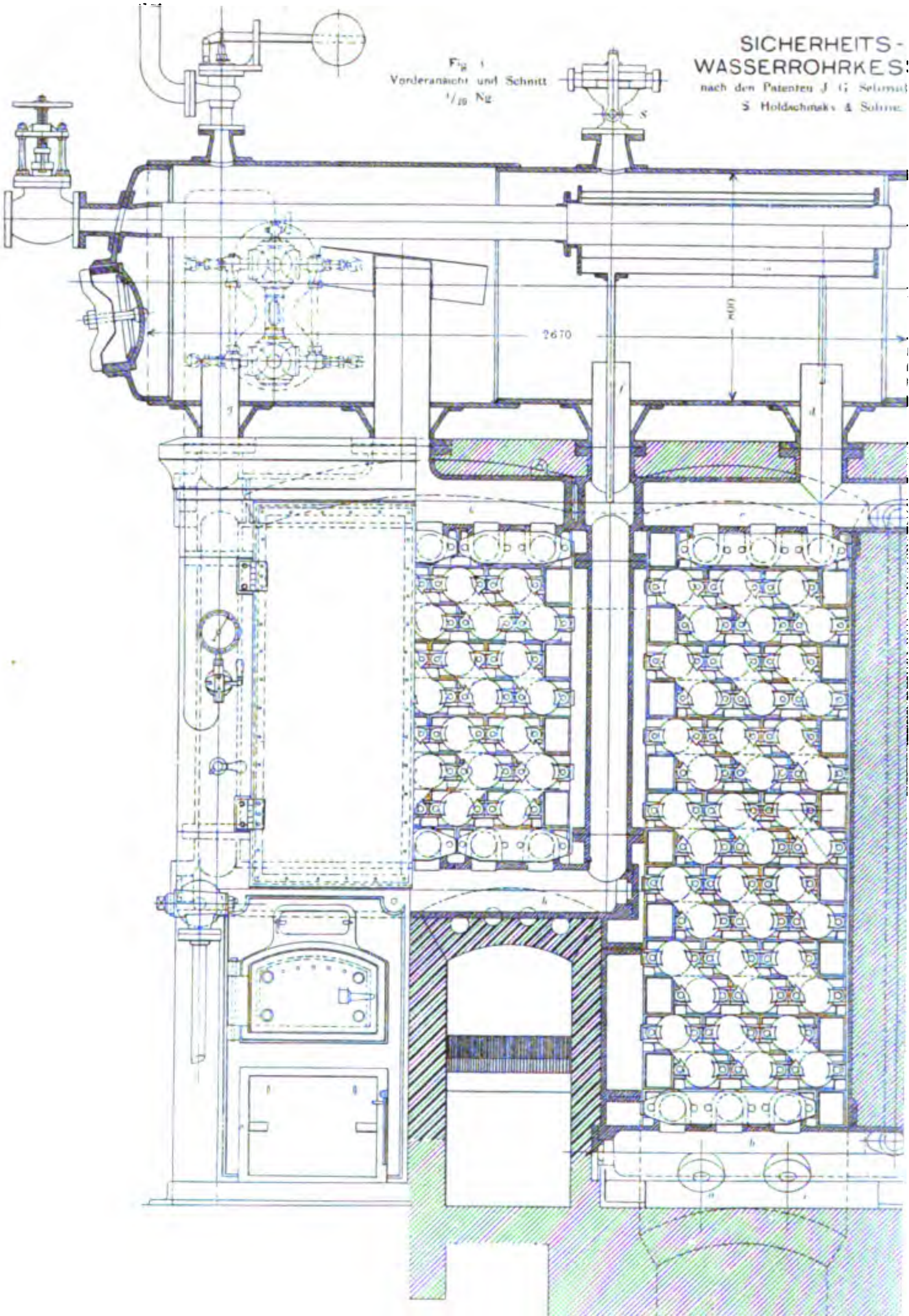
DE NAEYER-KESSEL.

Ausgeführt von De Naeyer & Cie. in Willebroeck (Belgien).

Fig. 2.
Hintere Ansicht. $^1/_{40}$ **Ng.**

Schnitt *ABCD* Fig. 5. Taf. XXV.




SICHERHEITS-
WASSERROHRKES
Fig. 1
Vorderansicht und Schnitt
1/20 Ng
2670

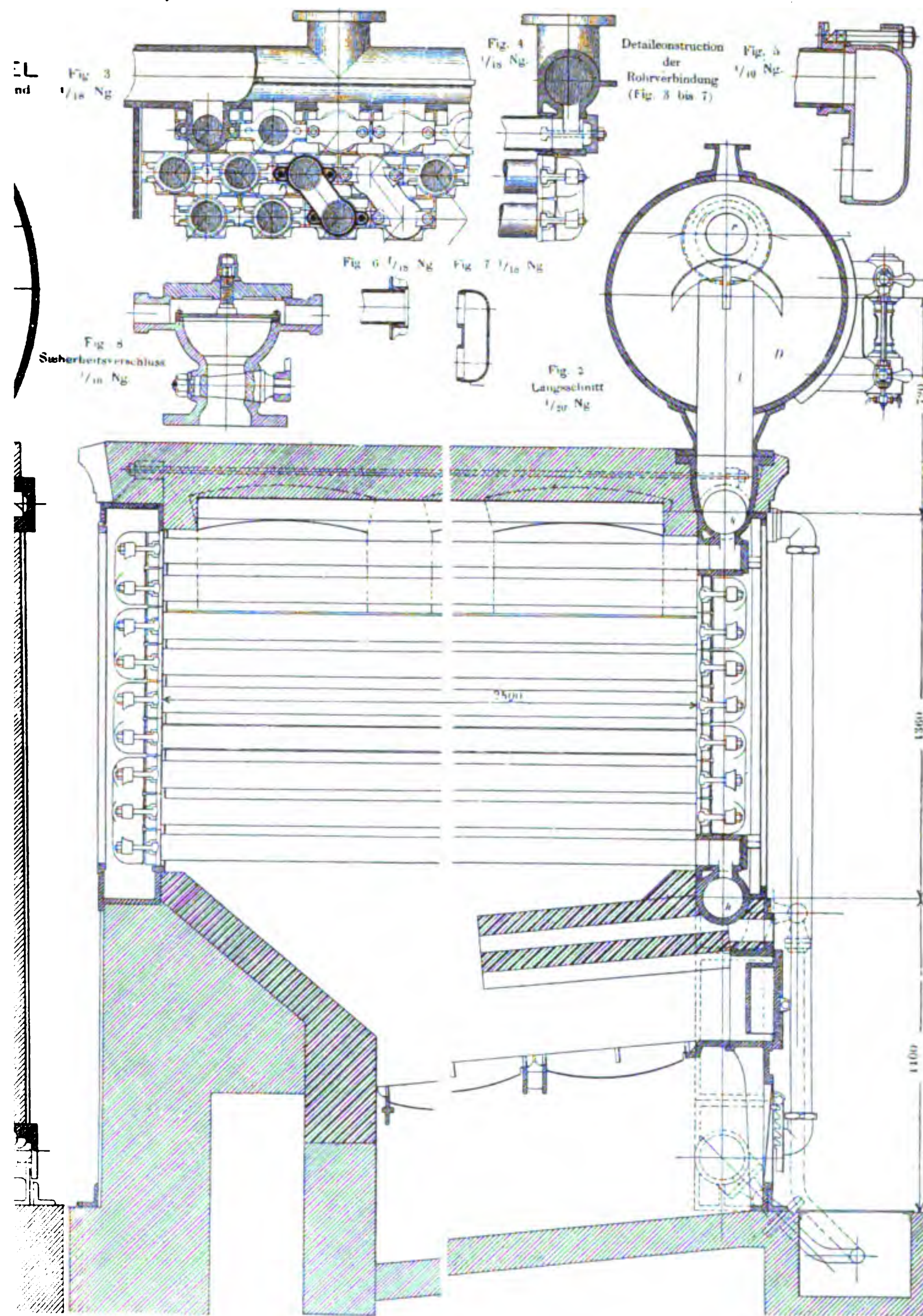


Fig. 3
1/18 Ng
Fig. 4
1/18 Ng.
Detailconstruction
der
Rohrverbindung
(Fig. 3 bis 7)
Fig. 5
1/10 Ng.
Fig. 6 1/18 Ng
Fig. 7 1/18 Ng
Fig. 8
Sicherheitsverschluss
1/18 Ng
Fig. 2
Längsschnitt
1/20 Ng
720
2500
1360
1100

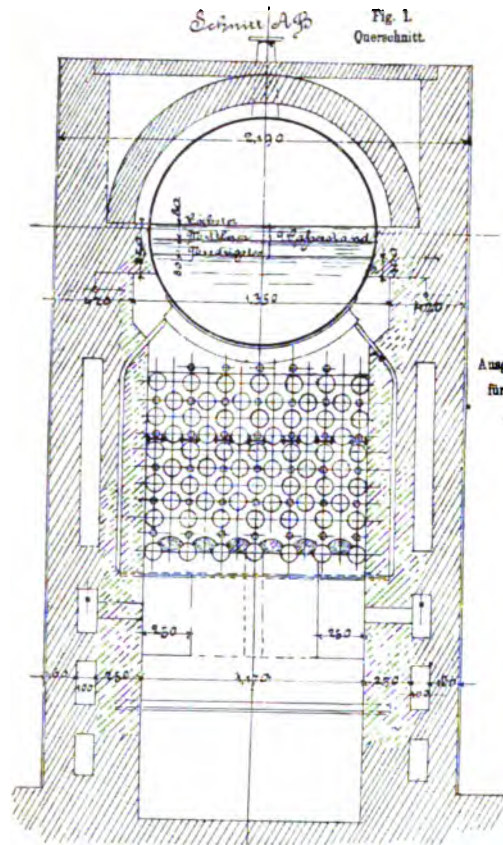
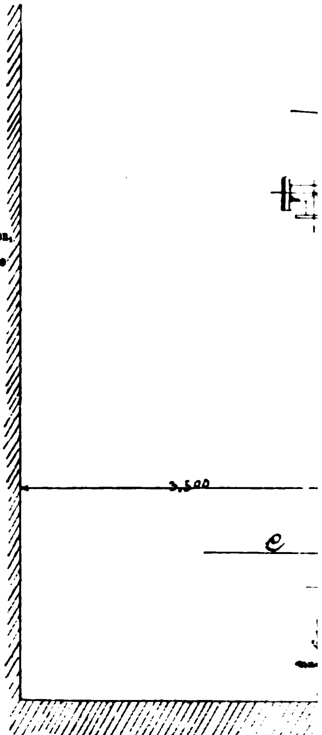


Fig. 1. Querschnitt.

WASSERROHRKESSEL VON HEINE.

(Patent H. Heine.)
Ausgeführt von E. Skoda in Pilsen, für die internationale elektrische Ausstellung in Wien 1883.
F = 60 qm Heizfläche.
p = 10 at Überdruck.
(Fig. 1 bis 4.) 1/60 Ng.

Fig. 2. Längsschnitt.



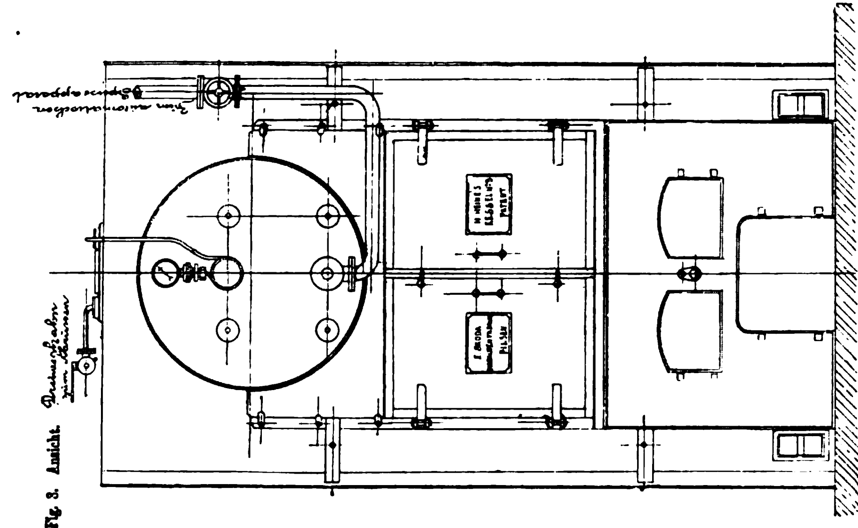
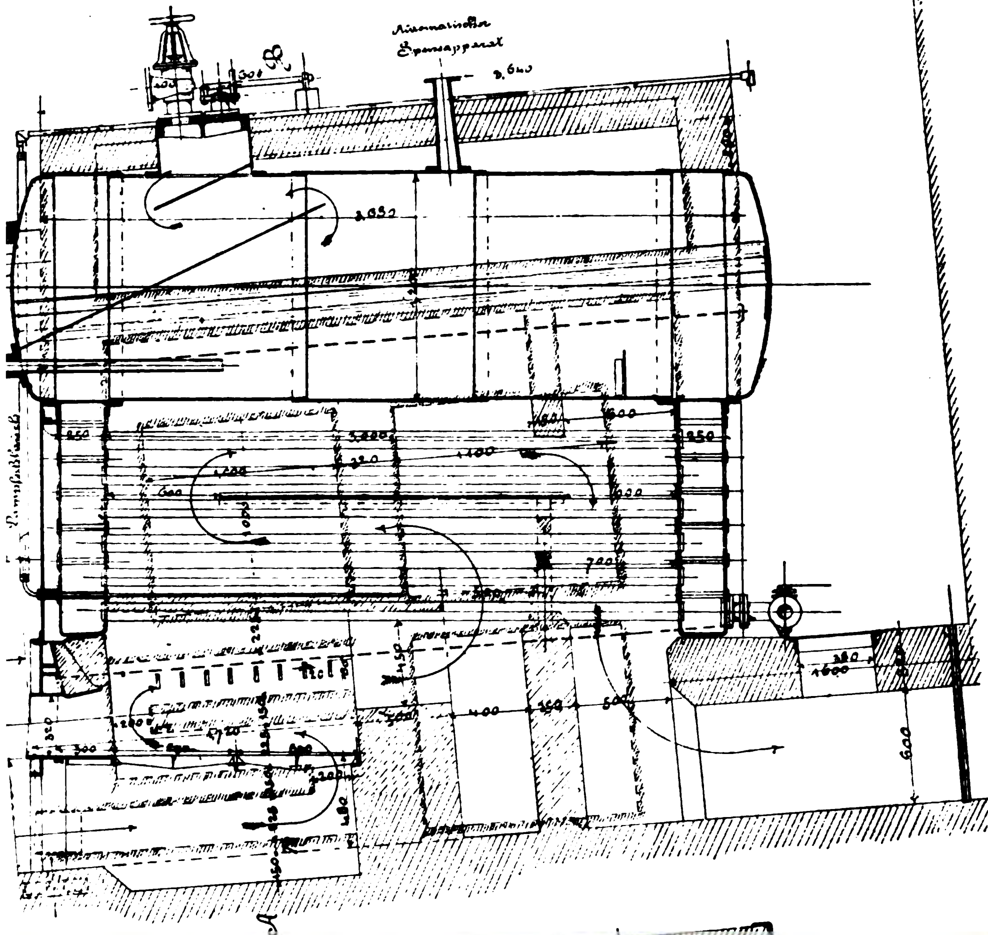
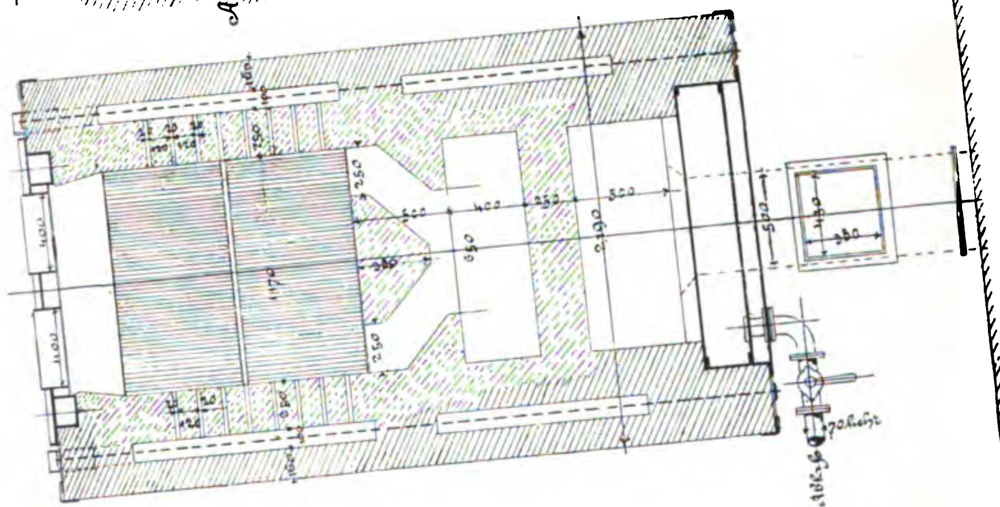




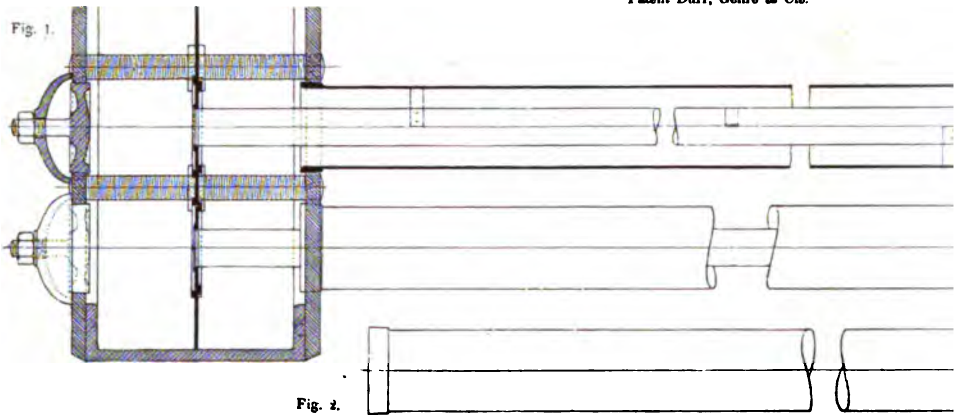
Fig. 3. Ansicht.

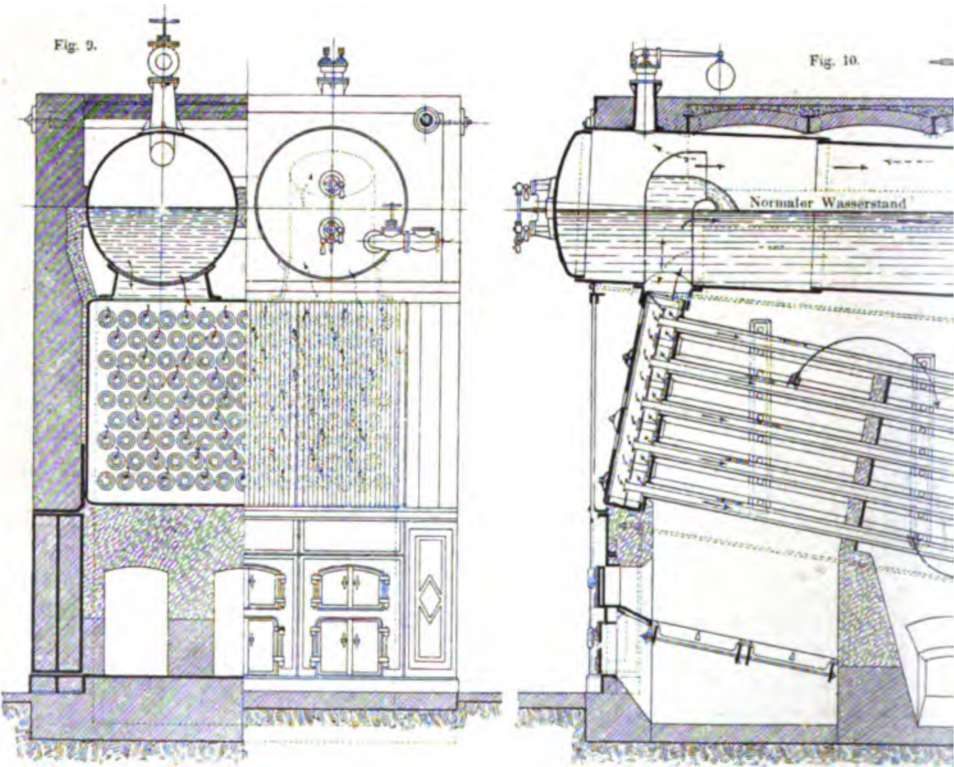
Fig. 4. Grundriss. (Schnitt *CD* Fig. 2.)

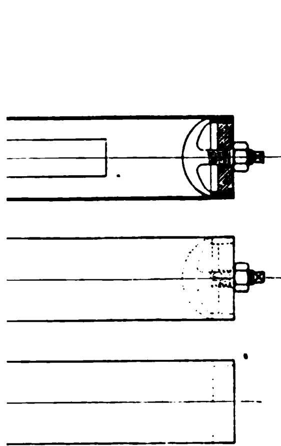




CIRCULATIONS-WASSERROHRKESSEL
Patent Dürr, Gehre & Cie.







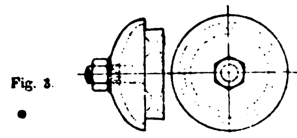


Fig. 3.

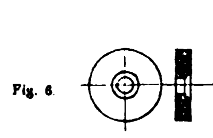


Fig. 6.

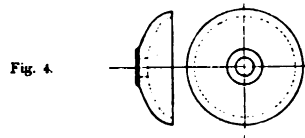


Fig. 4.

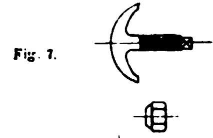


Fig. 7.

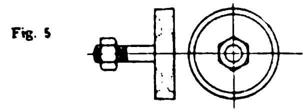


Fig. 5.

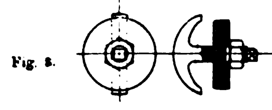
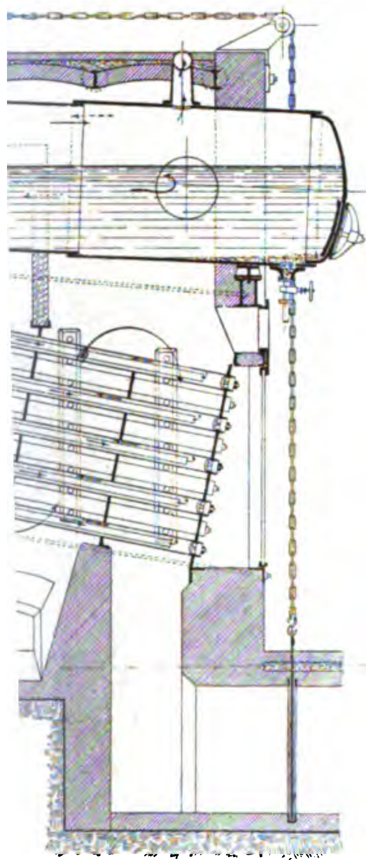


Fig. 8.



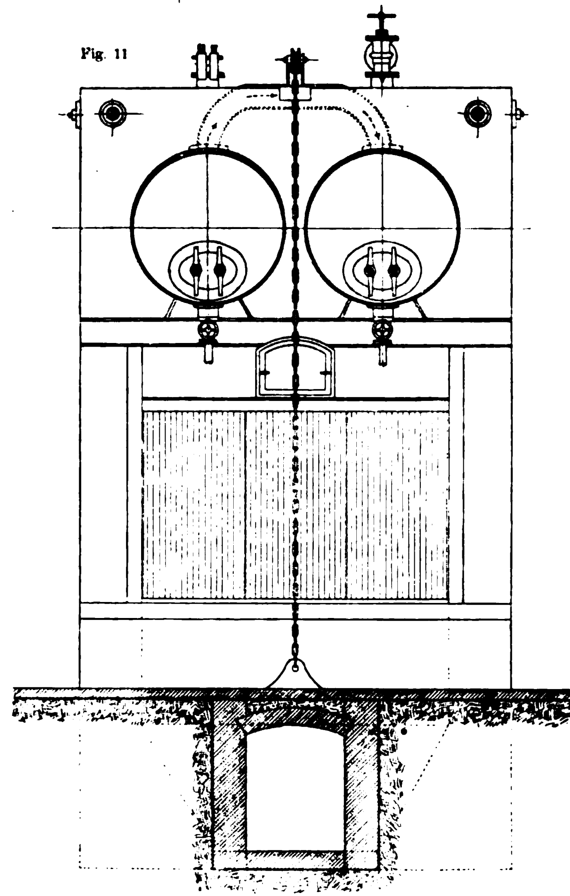
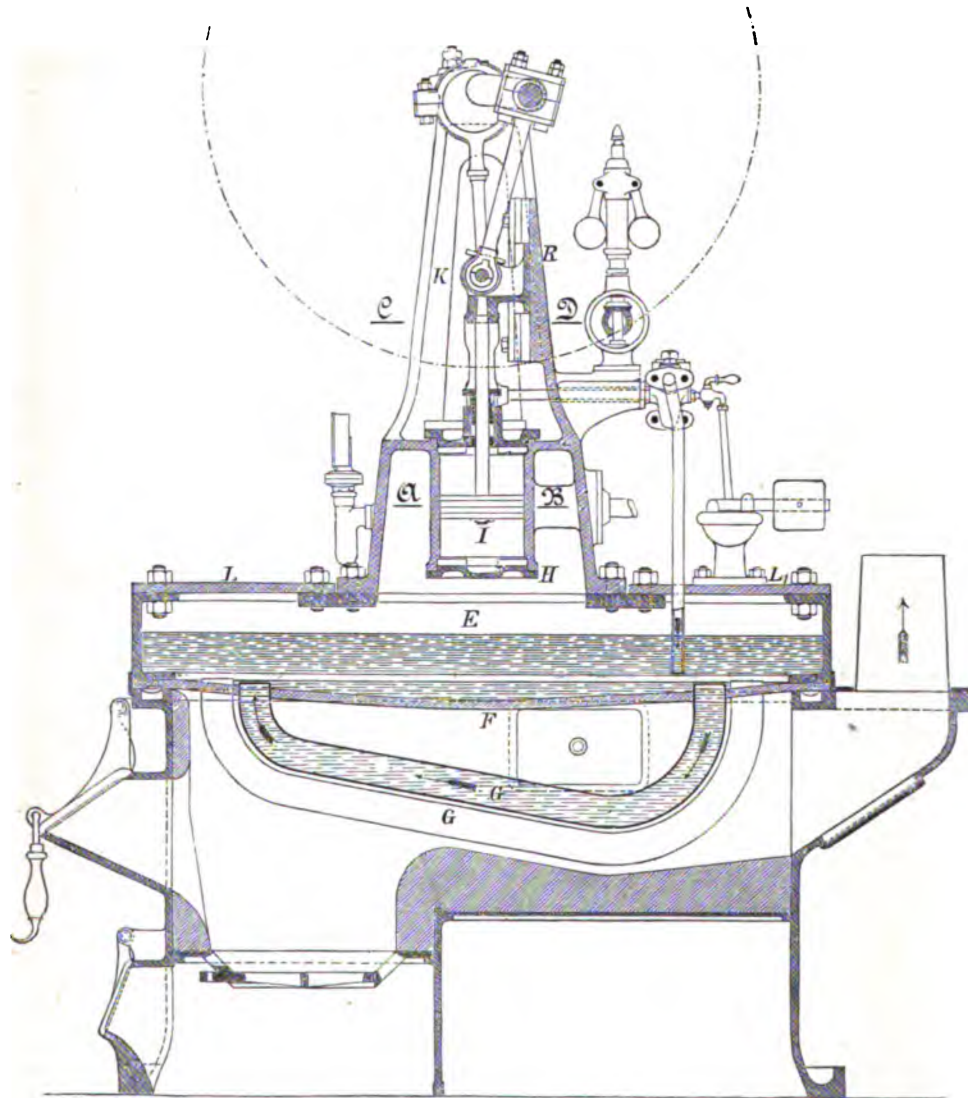


Fig. 11

HOFFMEISTER'S

Fig. 1



PATENT-DAMPFMOTOR.

Fig. 2.

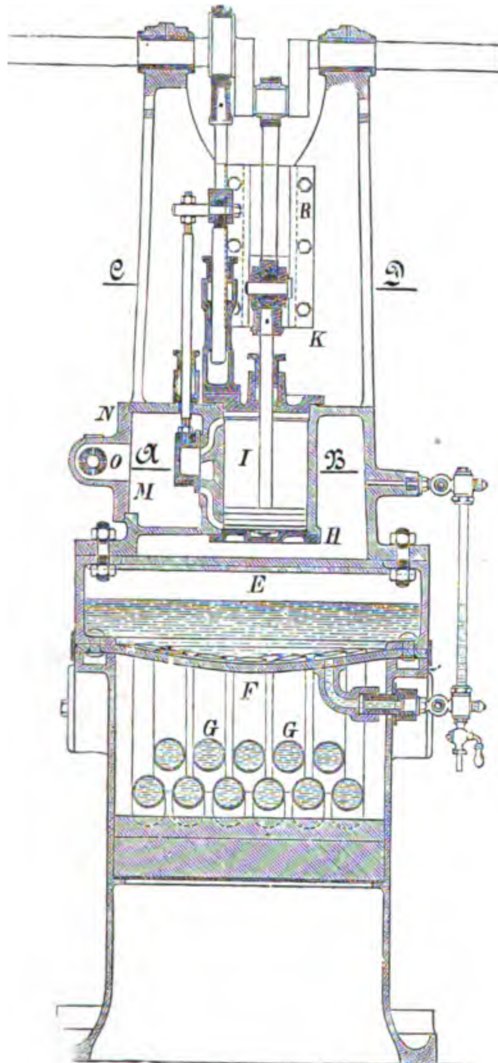


Fig. 3.

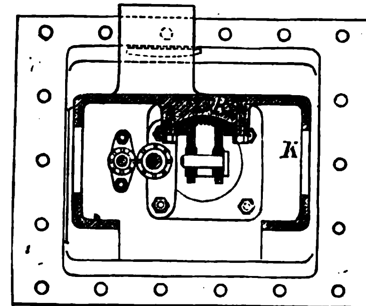
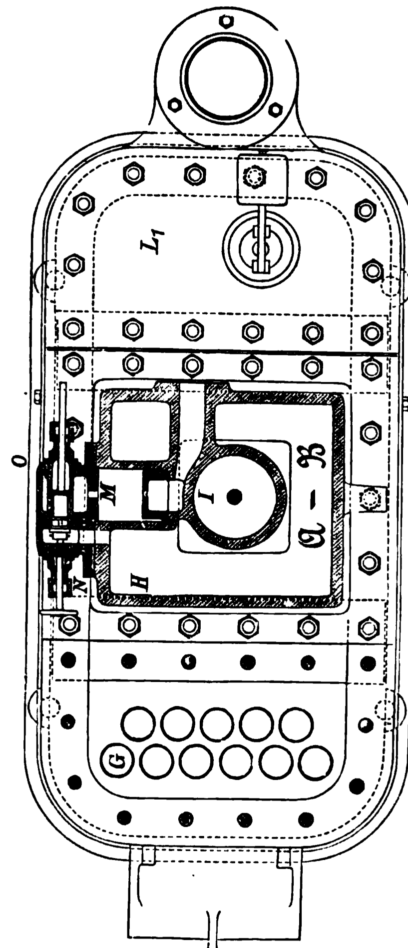


Fig. 4.



HORIZONTALE CONDENSA
mit Rider-Steuerung und freitrage
Von Gebrüder Sulzer in Winterthur.

Fig. 1.

Ansicht.

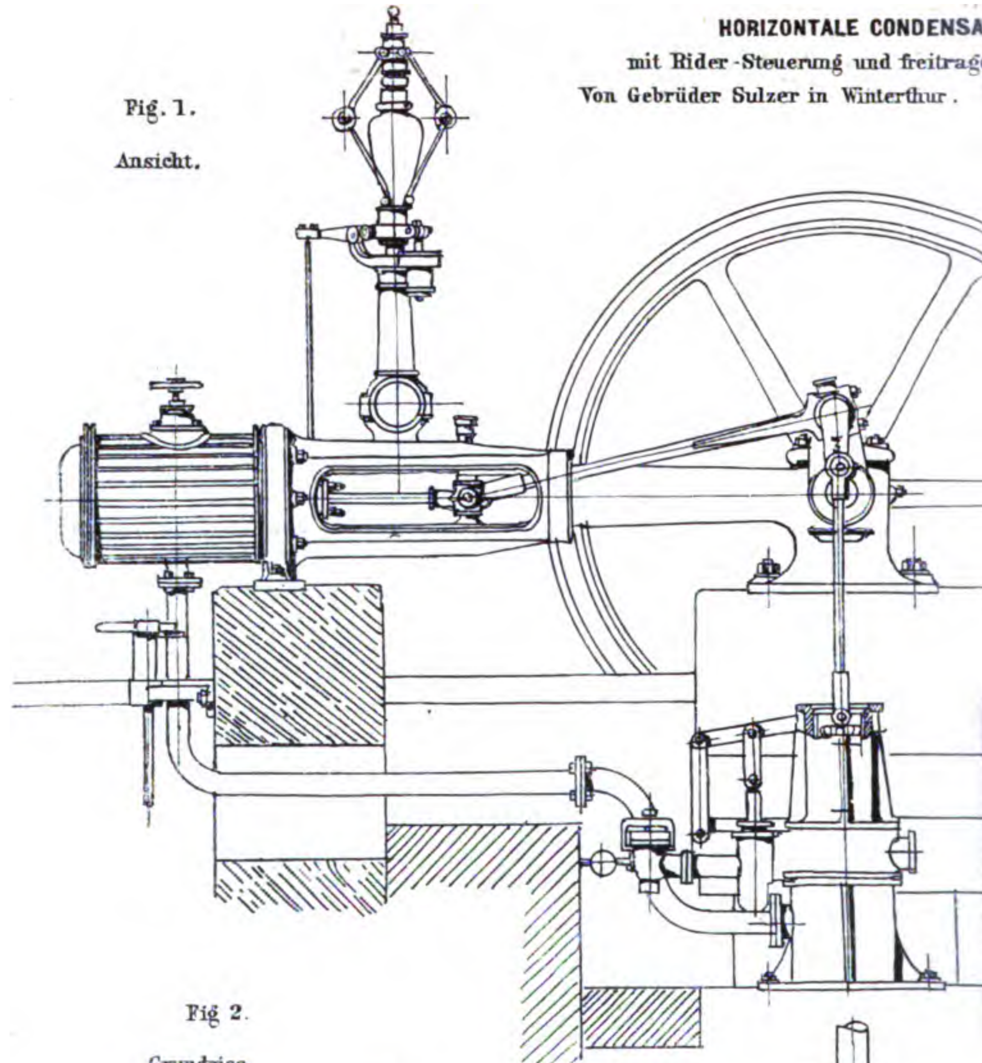
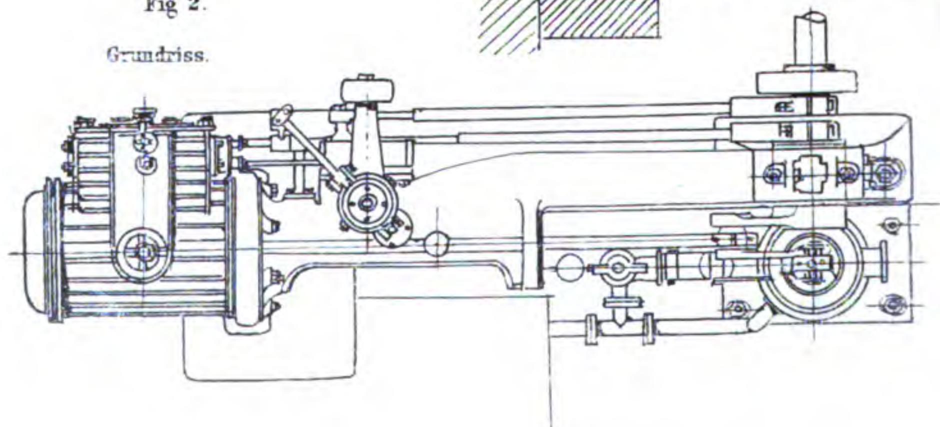


Fig 2.

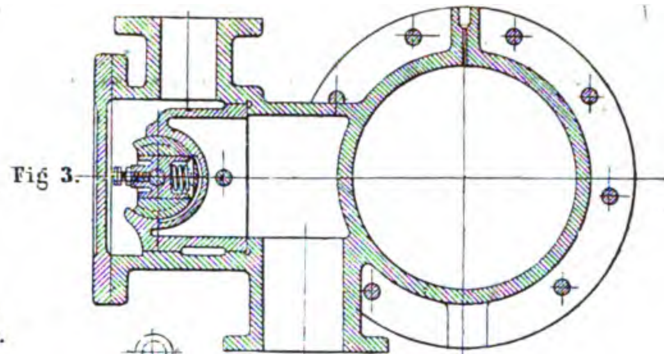
Grundriss.

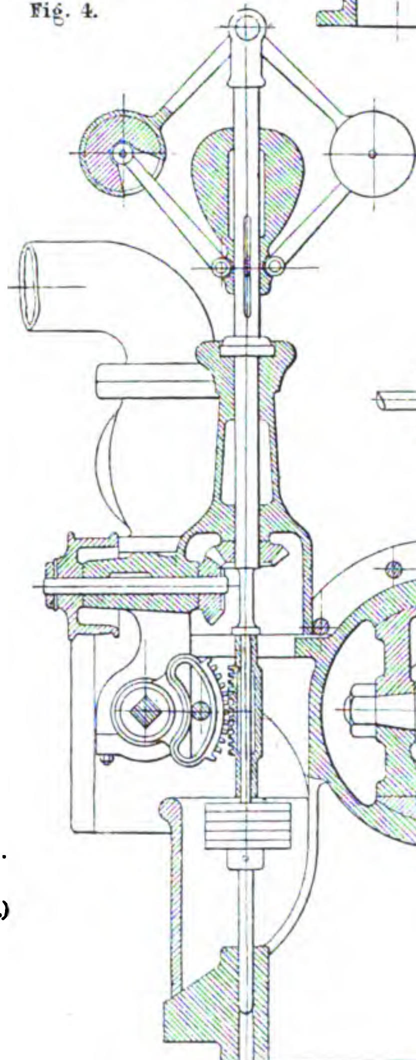


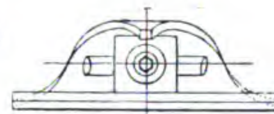
...ONSMASCHINE

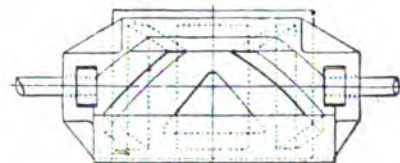
...i montirtem Cylinder.

...ig. 1 und 2.) 1/20 Ng.





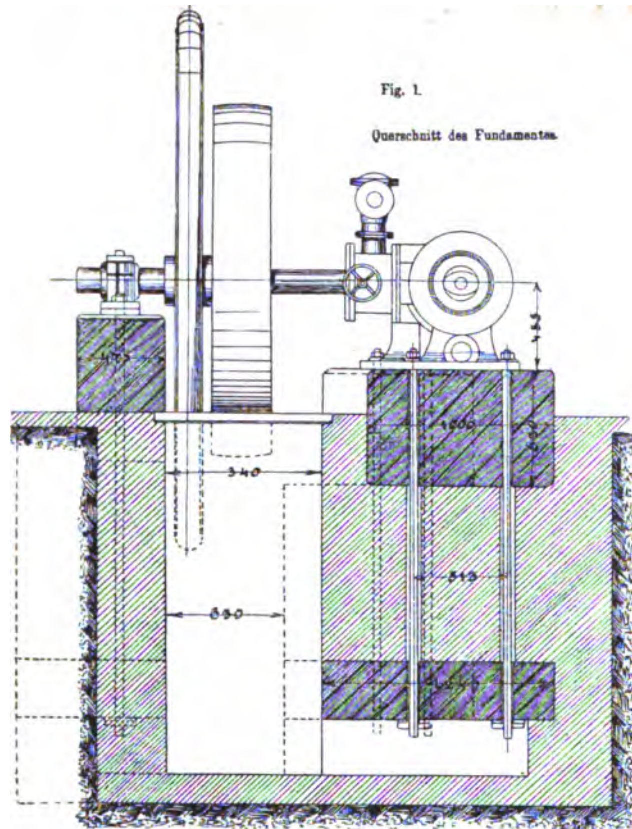


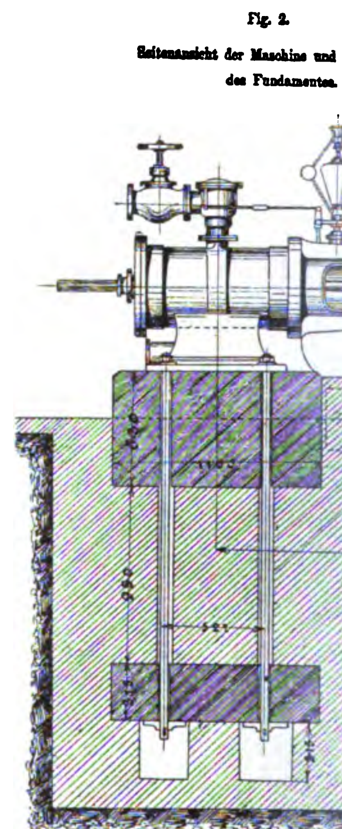


Ridersteuerung.

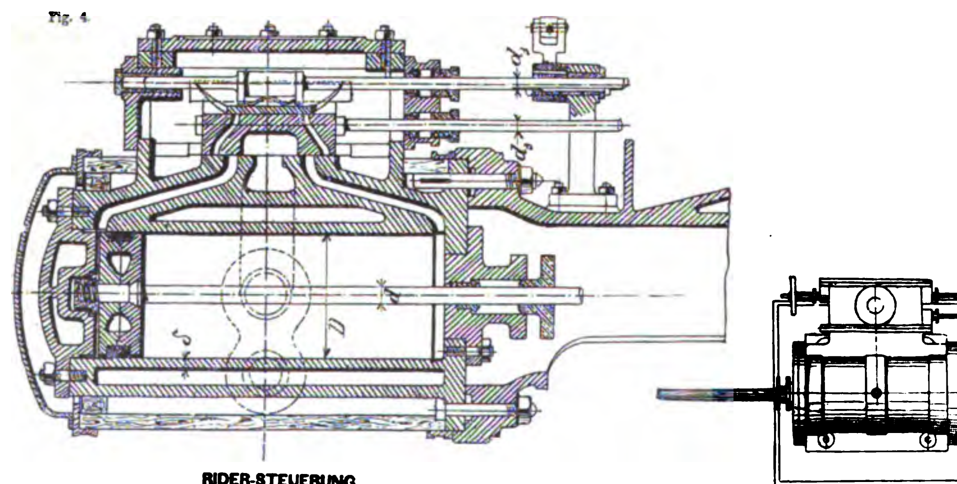
(Fig. 3 bis 6.)

Ng. 1/10

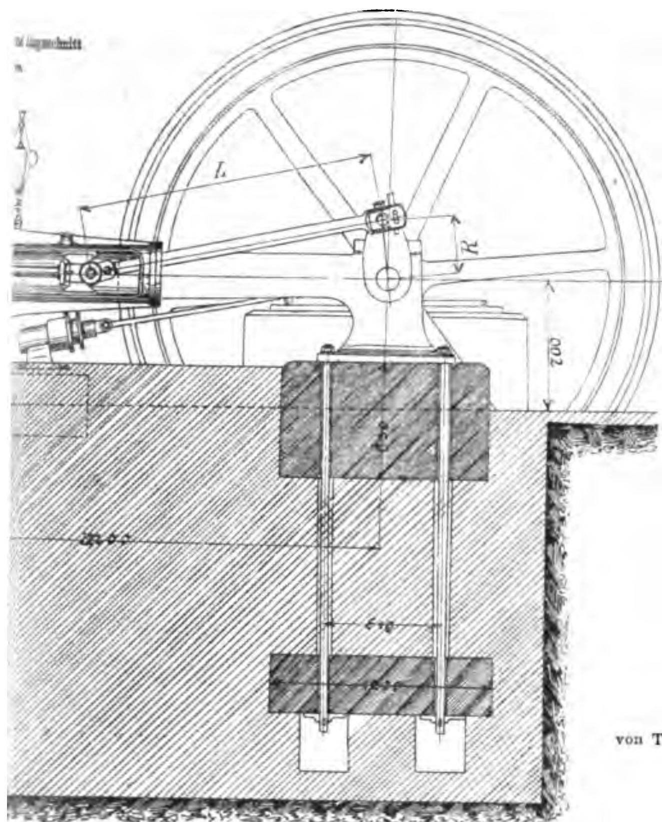


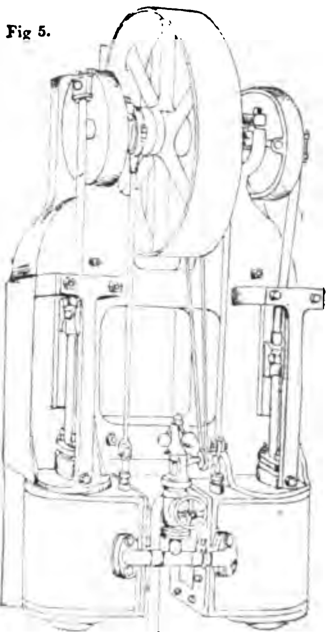


DAMPFMASCHINEN-FUNDAMENT
einer horizontalen Auspuffmaschine mit Meyer'scher Steuerung. (Fig. 1 bis 3.) 1/40 Ng.

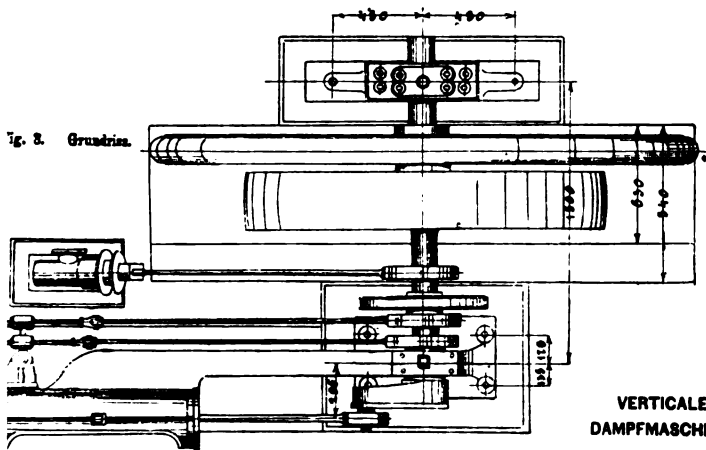


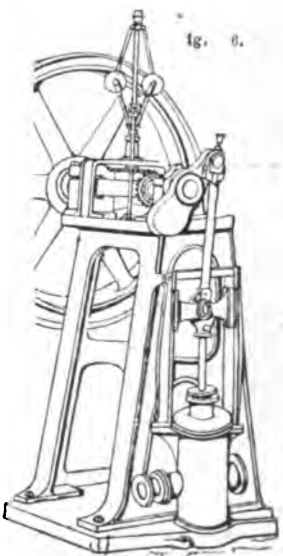
RIDER-STEUERUNG.
Horizontalschnitt durch den Cylinder und Schieberkasten der horizontalen Dampfmaschine (Fig. 1 und 2 (Tafel XLV mit Rider-Steuerung. (Fig. 4.) 1/10 Ng.





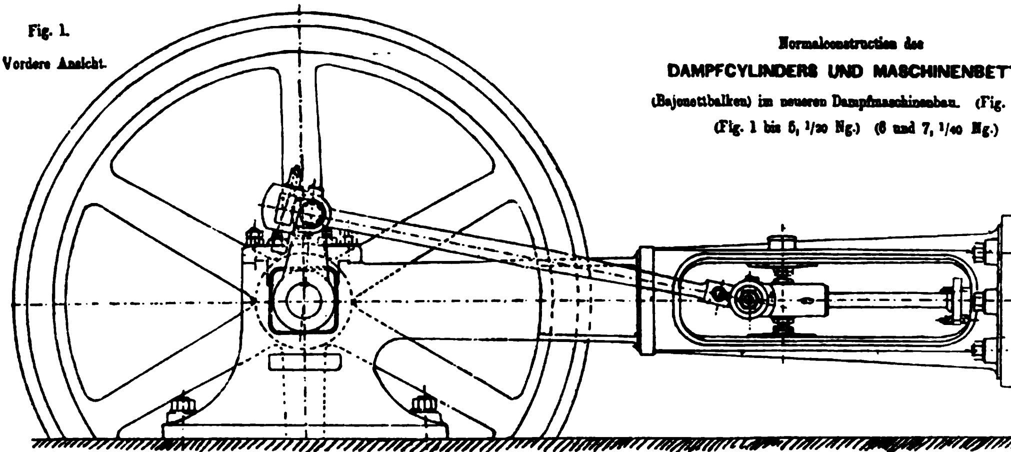
WAND-DAMPFMASCHINE.
Zwillingsmaschine
von Tangye Brothers & Holmann in London.
(Fig. 5.)





VERTICALE DAMPFMASCHINE,
Ständer-Maschine
von Hamilton, Woods & Cie in Salford.
(Fig. 6.)

Normalconstruction des
DAMPFCYLINDERS UND MASCHINENBETT
(Bajonettbalken) im neueren Dampfmaschinenbau. (Fig. 1
(Fig. 1 bis 5, 1/20 Ng.) (6 und 7, 1/40 Ng.)


Fig. 1. Vordere Ansicht.

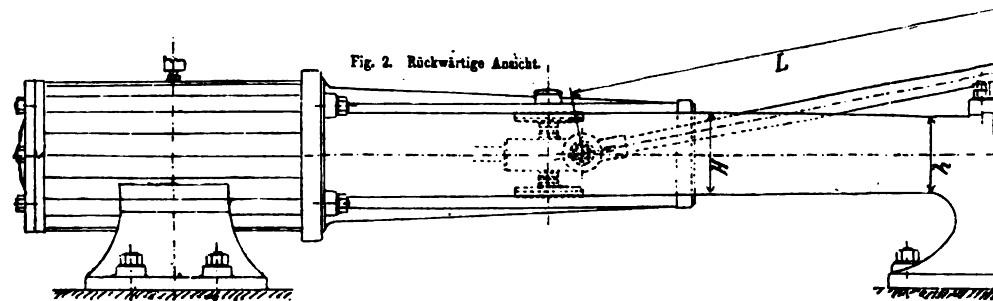


Fig. 2. Rückwärtige Ansicht.

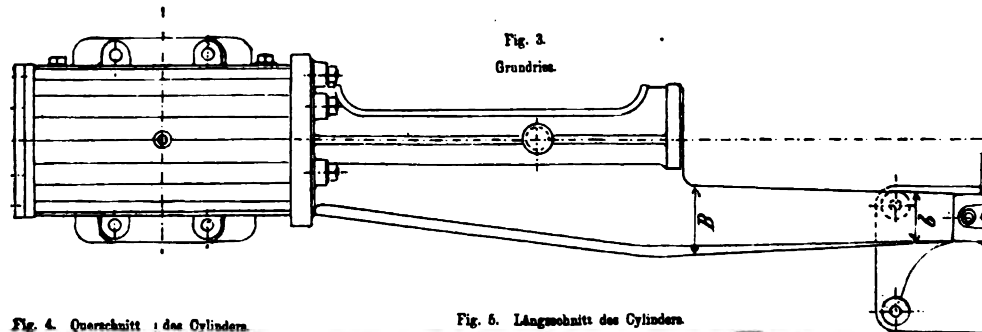


Fig. 3. Grundriss.

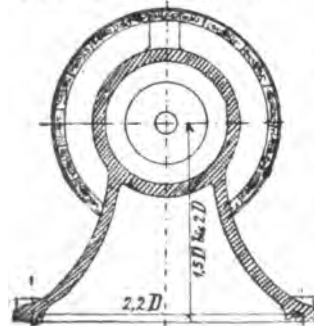


Fig. 4. Querschnitt des Cylinders.

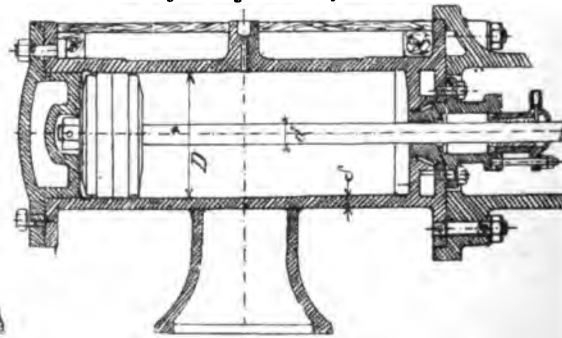
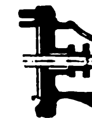
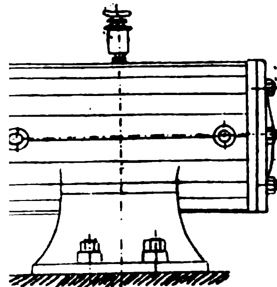
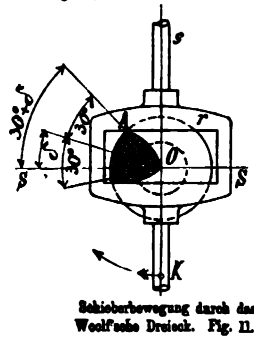
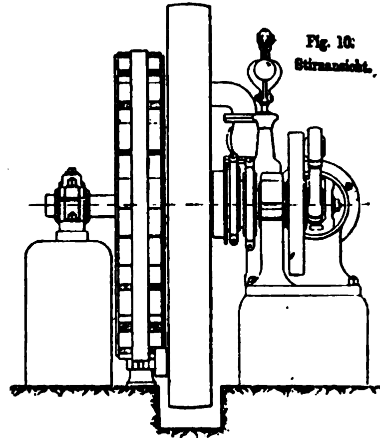


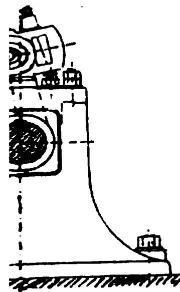
Fig. 5. Längsschnitt des Cylinders.

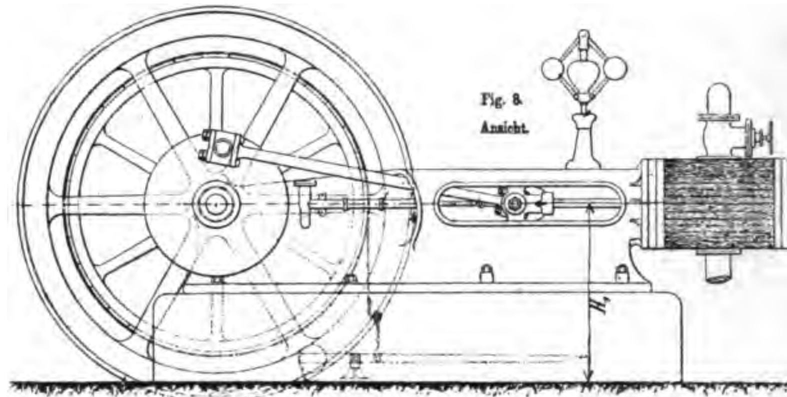


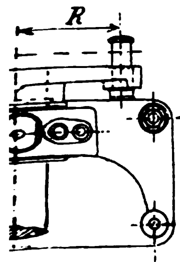


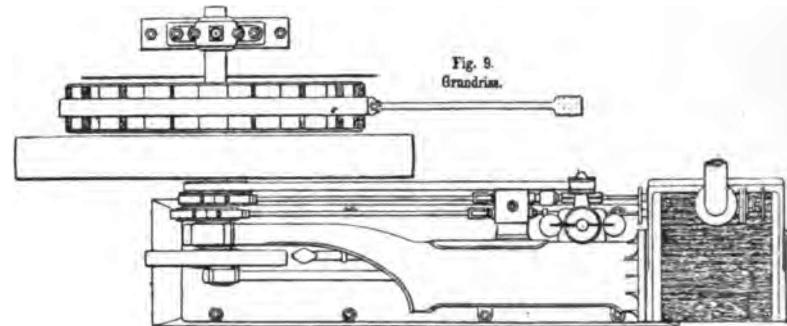












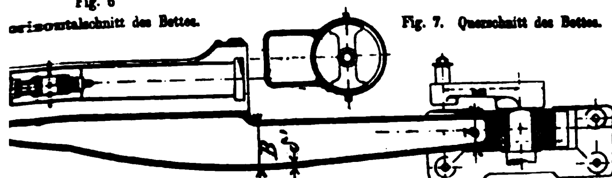


Fig. 6 …orizontalschnitt des Bettes.

Fig. 7. Querschnitt des Bettes.

HORIZONTALE DAMPFMASCHINE

mit freitragend montirtem Cylinder und mit Rider-Steuerung nach Ausführung von Hayward Tyler & Co. in London. (Fig. 8 bis 10.) 1/40 Hg.

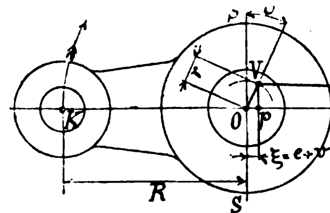
Details hierzu Fig. 3 bis 6 Taf. XLV.

CONSTRUCTION DER EINFAC

Schematische Darstellung der Steuerung be

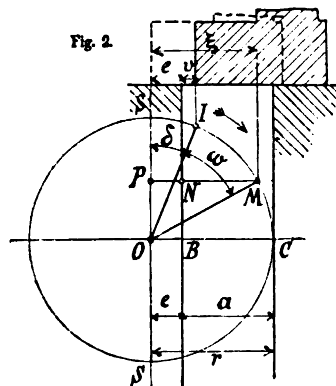
(Fig. 1.)

Fig. 1.



R Halbmesser der Maschinenkurbel *O K*.
r Halbmesser der Excenterkurbel *O V*.
δ Voreilungswinkel.

Fig. 2.



Müller'sches Schiebersteuerungs-Diagramm.

(Fig. 2.) Ng.

Fig. 3.

Kolbenweg bei unendlicher Länge der Leitstange.

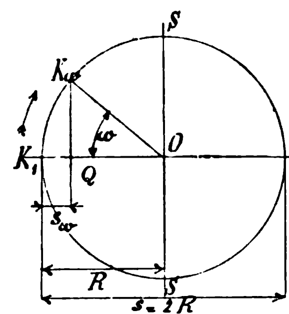


Fig. 4.

Kolbenweg bei der Länge *L* der Lei

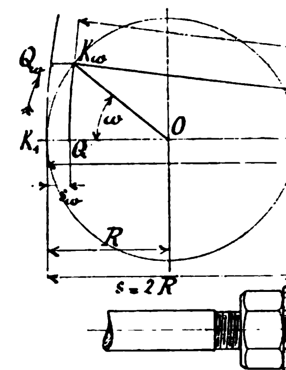


Fig. 6.

Schiebersteuerungs-Diagramm.

2 Ng.

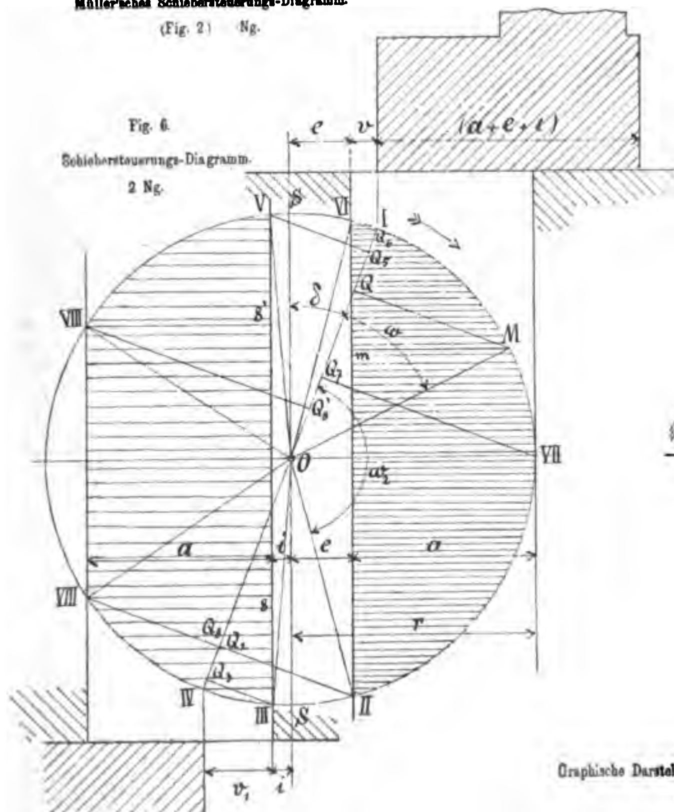
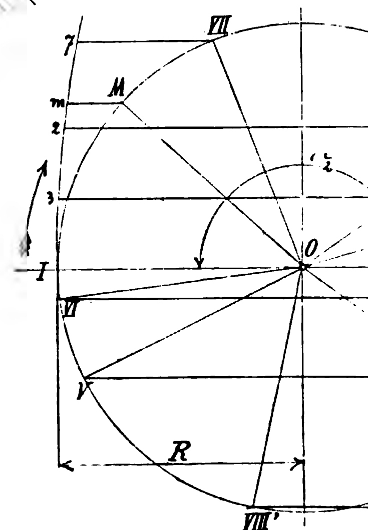


Fig. 7.

Kolbenweg-Diagramm.



Graphische Darstellung der Schieber- und Kolbenbewegung.

(Fig. 6 bis 9.) 2 Ng.

EN SCHIEBERSTEUERUNG.

der Kurbelstellung im todten Punkte.

Ng.

Fig. 12.

Schieberrahmen. 1/2 Ng.

ange.

e linneares Voreilen.

c äussere Überdeckung.

Fig. 5.

r = Halbmesser der Excenterkurbel.

R = Halbmesser der Maschinenkurbel.

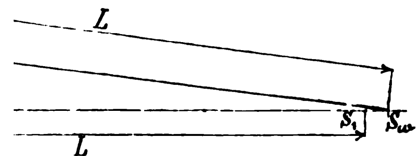
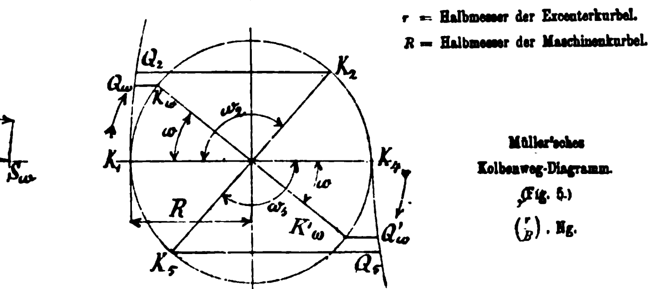


Fig. 11.

Mittelstellung des Schiebers. 1/2 Ng.



Müller'sches

Kolbenweg-Diagramm.

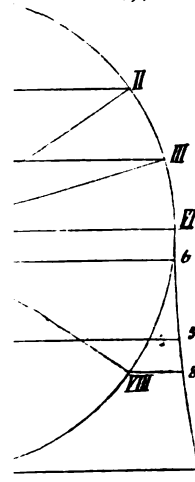
(Fig. 5.)

$(\frac{r}{R})$. Ng.

Fig. 10.

Ideelles Indicator-Diagramm

11 Atmosphärenlinie.



e äussere Überdeckung.

i innere Überdeckung.

a Weite des Einströmcanals.

a_0 Weite des Ausströmcanals.

a_1 Stegbreite.

a_2 Passleiste.

Fig. 8.

Diagramm

der Schieberöffnungscurven.

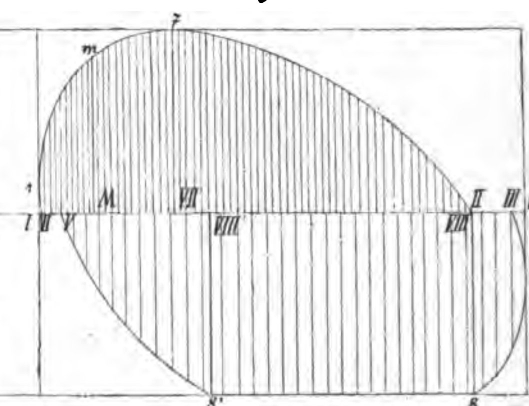


Fig. 9.

Schematische Darstellung der Dampfvertheilung

im Dampfcylinder

$\frac{s_1}{s}$ = Füllungsgrad.

HORIZONTALE CONDENSA

mit Rider-Steuerung und freitrag

Von Gebrüder Sulzer in Winterthur.

Fig. 1.

Ansicht.

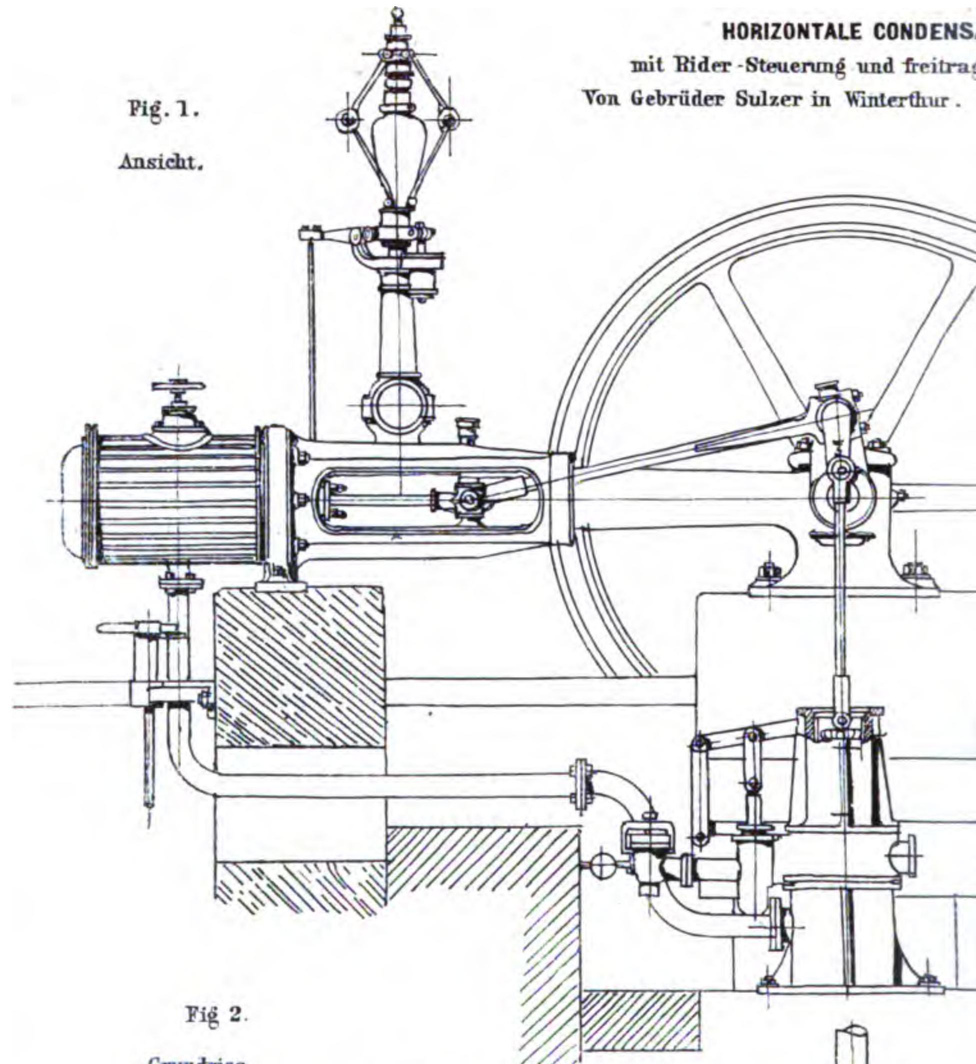
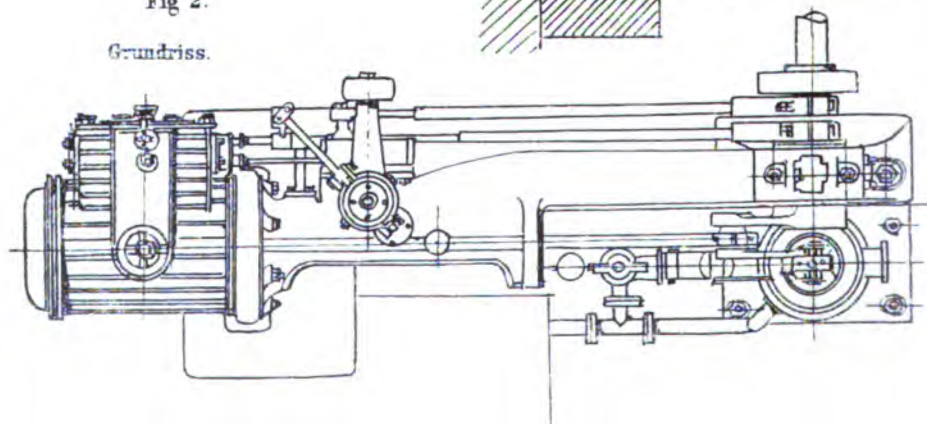
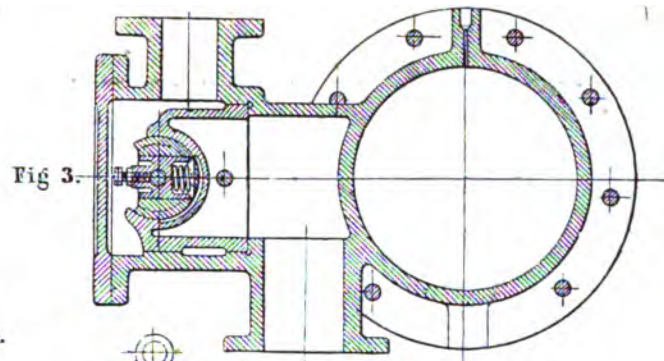


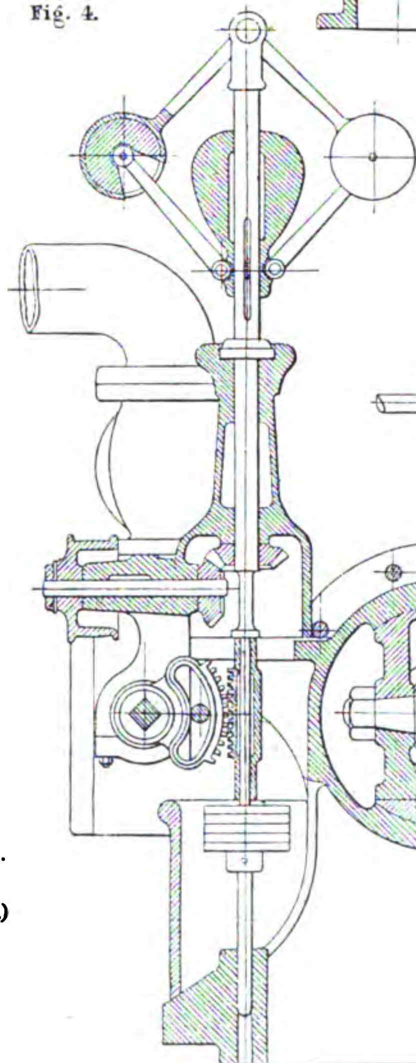
Fig 2.

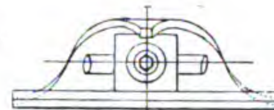
Grundriss.

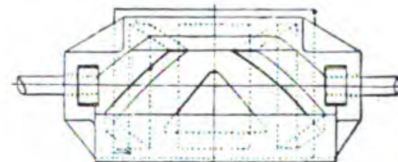


ɔNSMASCHINE
l montirtem Cylinder.
ig. 1 und 2.) 1/20 Ng.





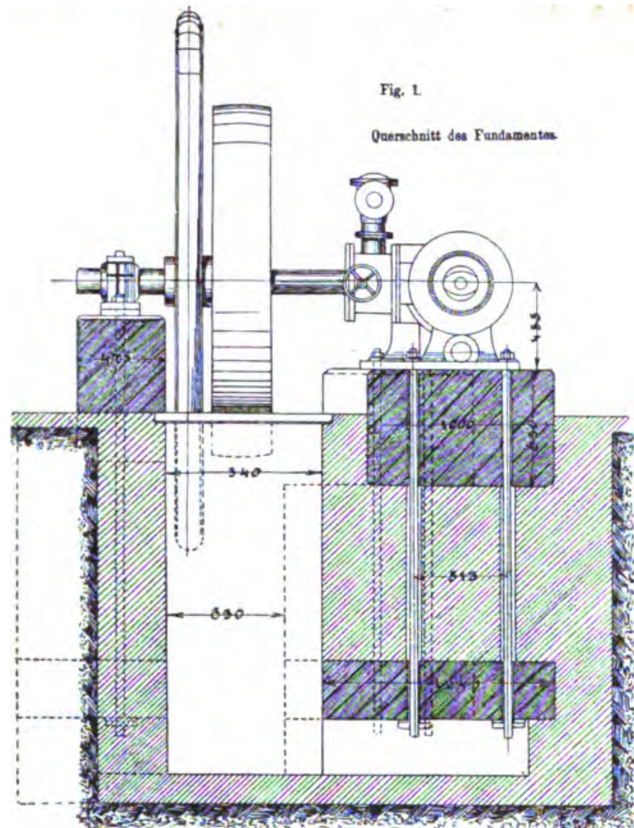


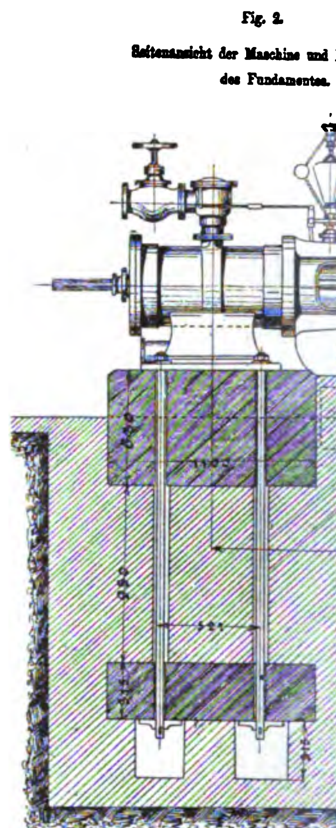


Ridersteuerung.

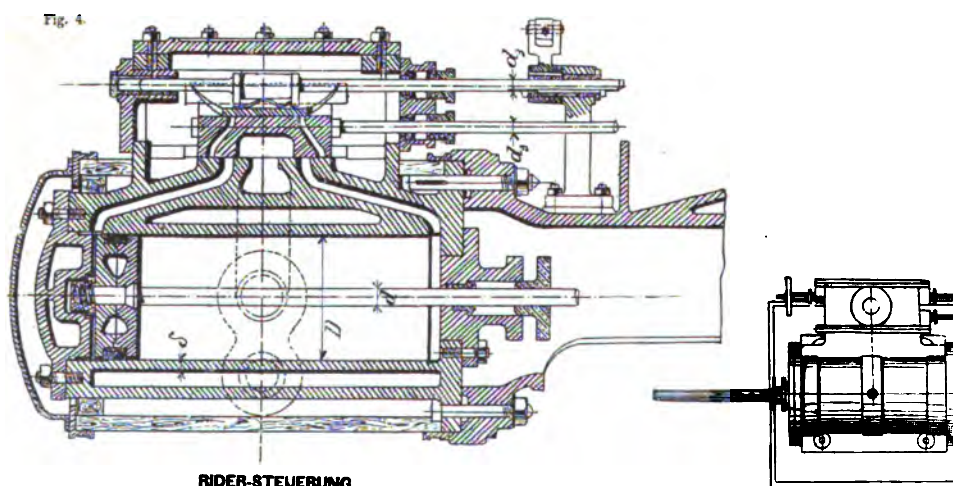
(Fig. 3 bis 6.)

Ng. 1/10

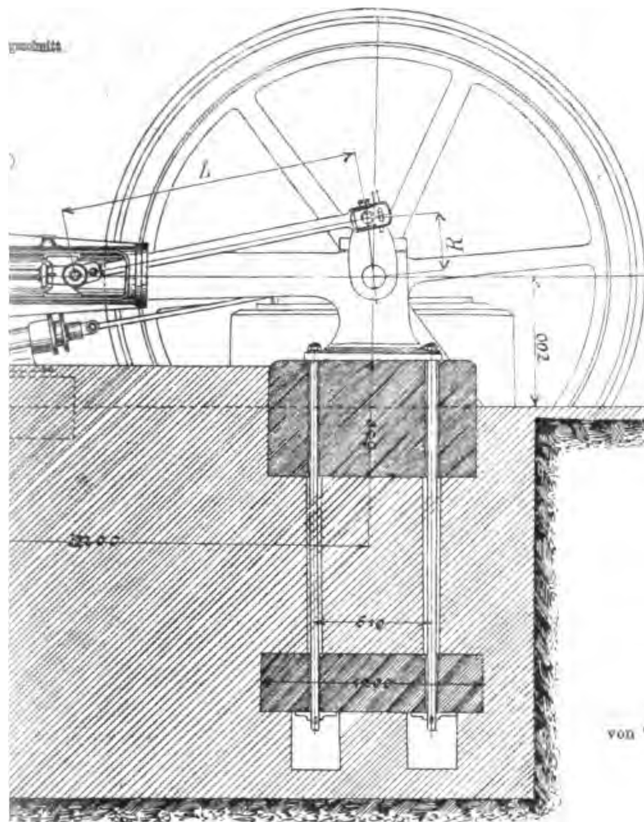


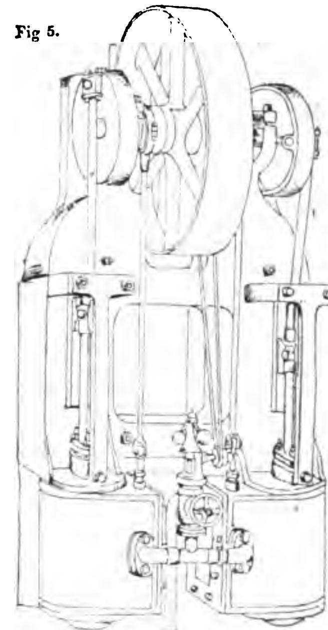


DAMPFMASCHINEN-FUNDAMENT
einer horizontalen Auspuffmaschine mit Meyer'scher Steuerung. (Fig. 1 bis 3.) 1/40 Ng.

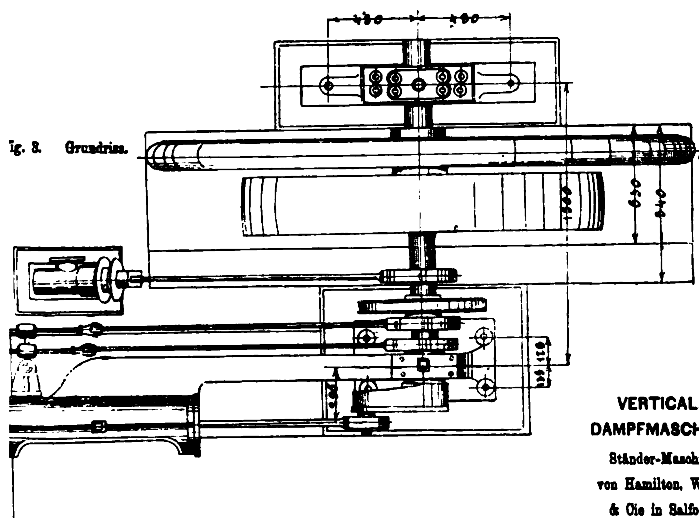


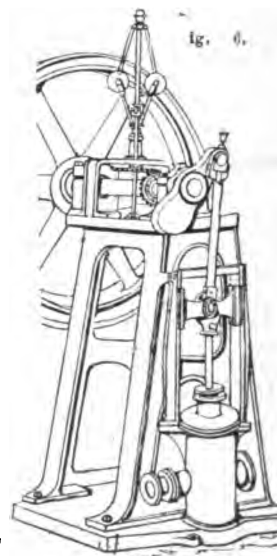
RIDER-STEUERUNG.
Horizontalschnitt durch den Cylinder und Schieberkasten der horizontalen Dampfmaschine (Fig. 1 und 2 (Tafel XLV mit Rider-Steuerung. (Fig. 4.) 1/10 Ng.



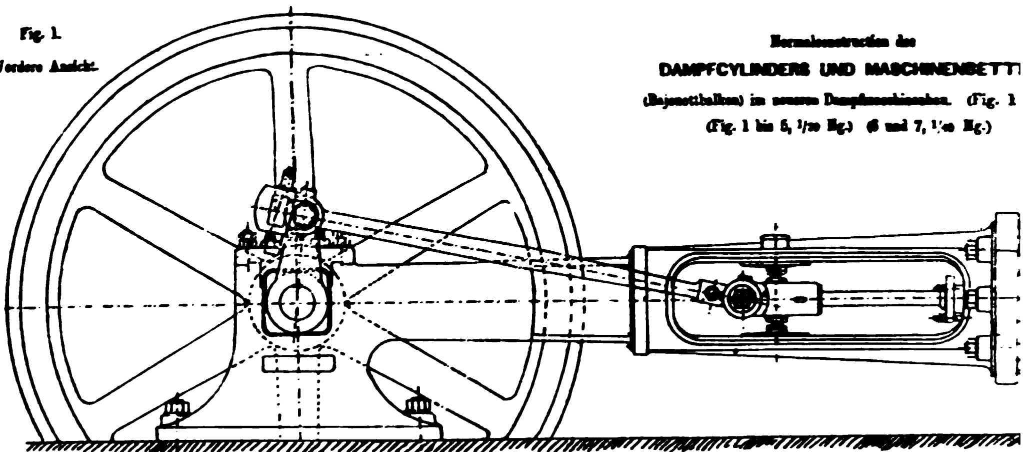


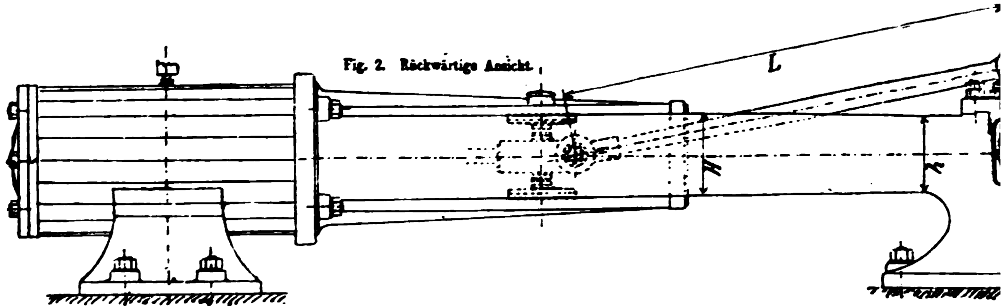
WAND-DAMPFMASCHINE.
Zwillingsmaschine
von Tangye Brothers & Holmann in London.
(Fig. 5.)

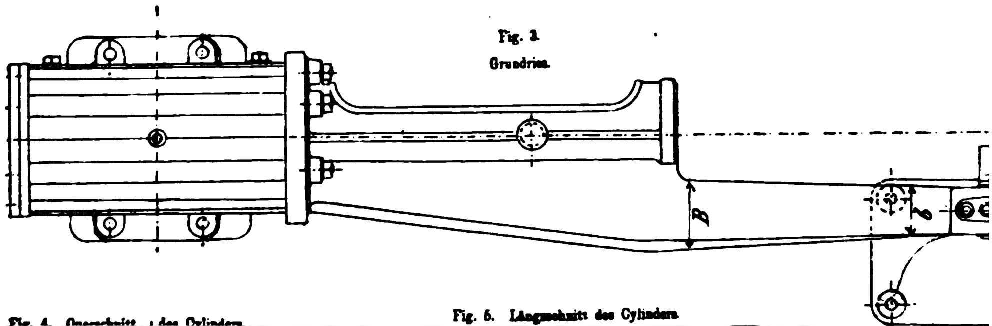


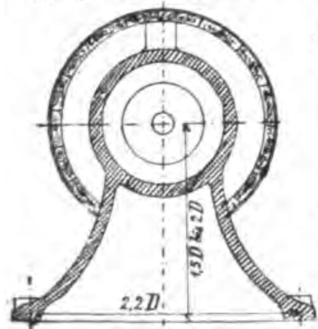


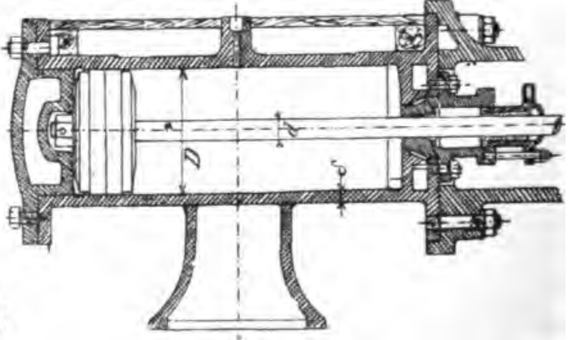
VERTICALE DAMPFMASCHINE,
Ständer-Maschine von Hamilton, Woods & Cie in Salford.
(Fig. 6.)

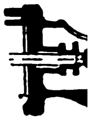

Fig. 1.
Vordere Ansicht.
DAMPFCYLINDERS UND MASCHINENBETT
(Fig. 1 bis 5, 1/20 Kg.) (6 und 7, 1/40 Kg.)


Fig. 2. Rückwärtige Ansicht.
L
H
h


Fig. 3.
Grundriss.
B
b

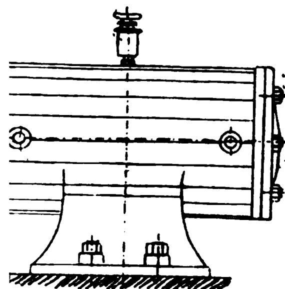

Fig. 4. Querschnitt des Cylinders.
2.2D


Fig. 5. Längsschnitt des Cylinders.
D

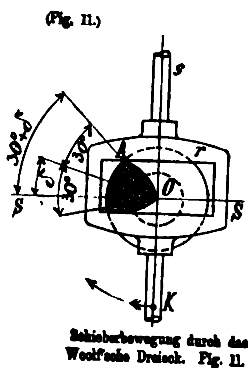


S

is 7.)



(Fig. 11.)



Schieberbewegung durch das Woolf'sche Dreieck. Fig. 11.

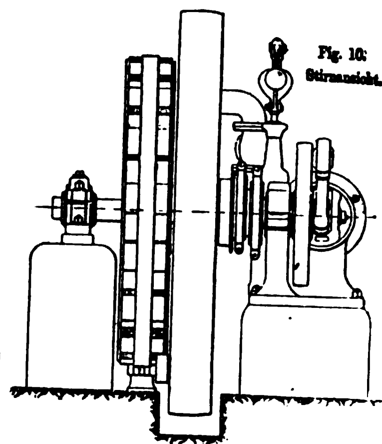
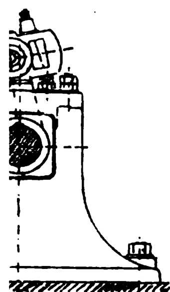


Fig. 10: Stirnansicht.



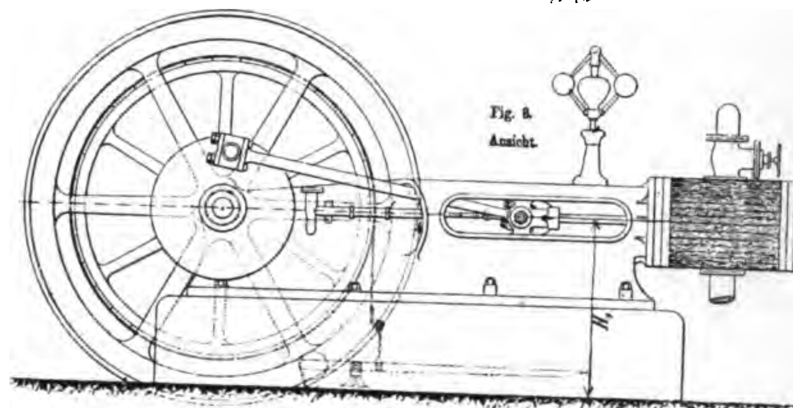
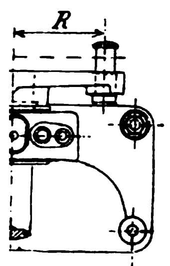


Fig. 8. Ansicht.



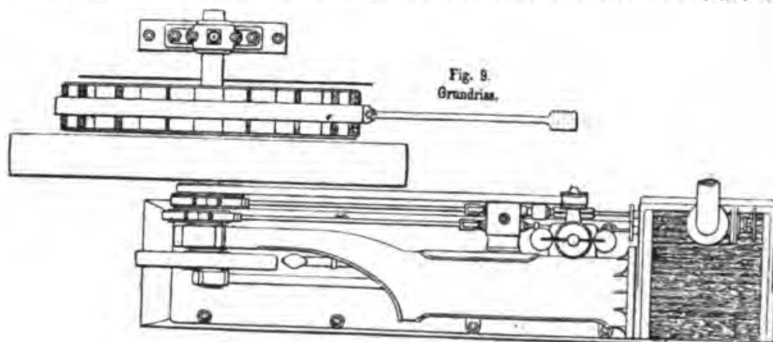


Fig. 9. Grundriss.

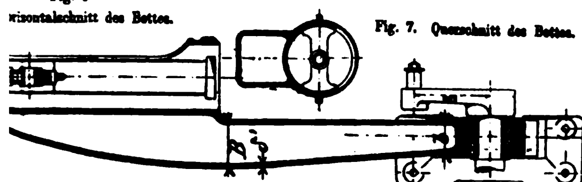


Fig. 6 …rizontalschnitt des Bettes.

Fig. 7. Querschnitt des Bettes.

HORIZONTALE DAMPFMASCHINE

mit freitragend montirtem Cylinder und mit Rider-Steuerung nach Ausführung von Hayward Tyler & Co. in London. (Fig. 8 bis 10.) $^{1}/_{20}$ Hg.

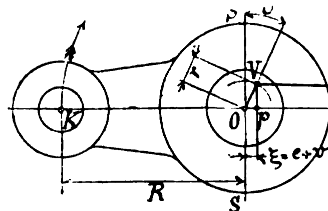
Details hierzu Fig. 3 bis 6 Taf. XLV.

CONSTRUCTION DER EINFAC

Fig. 1.

Schematische Darstellung der Steuerung be

(Fig. 1.)

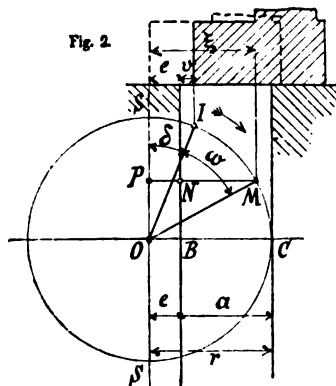


R Halbmesser der Maschinenkurbel O K.

r Halbmesser der Excenterkurbel O V.

δ Voreilungswinkel.

Fig. 2.



Müller'sches Schiebersteuerungs-Diagramm.

(Fig. 2.) Ng.

Fig. 3.

Kolbenweg bei unendlicher Länge der Leitstange.

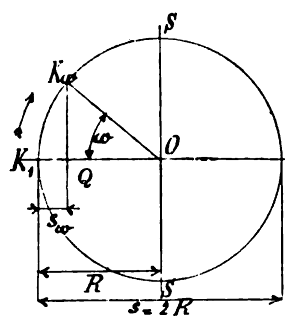


Fig. 4.

Kolbenweg bei der Länge L der Lei

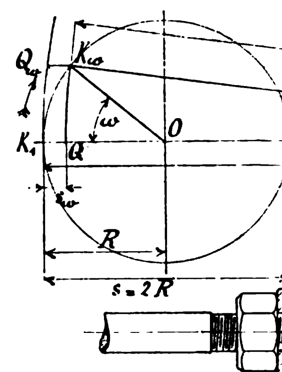


Fig. 6.

Schiebersteuerungs-Diagramm.

2 Ng.

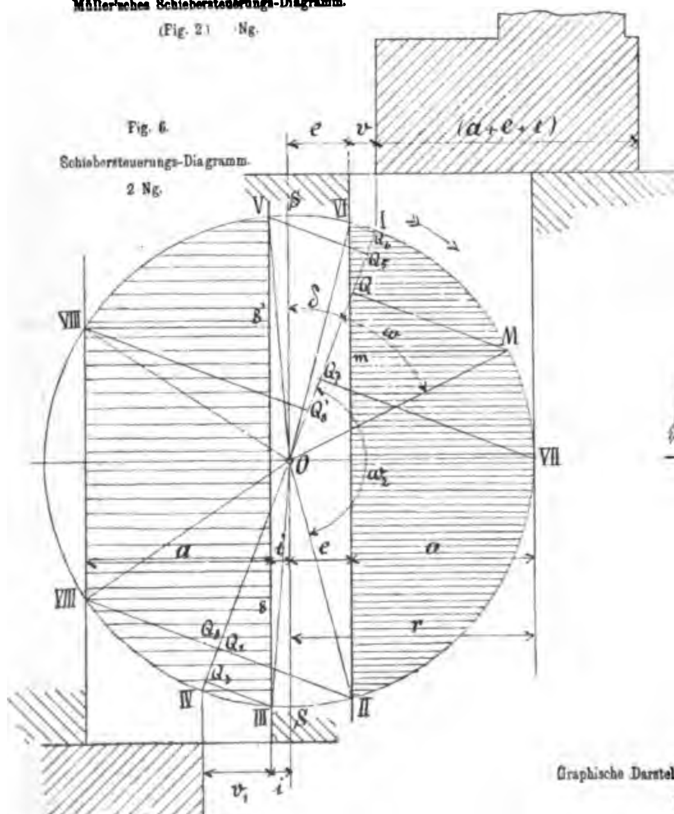
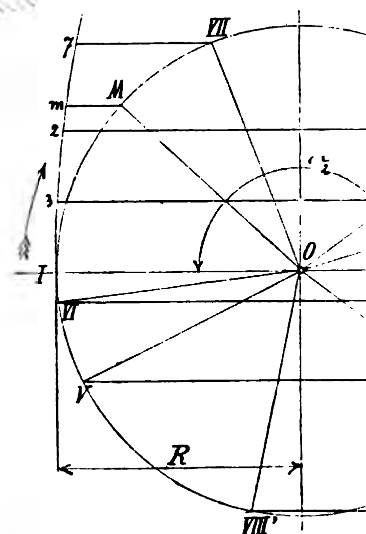


Fig. 7.

Kolbenweg-Diagramm.



Graphische Darstellung der Schieber- und Kolbenbewegung.

(Fig. 6 bis 9.) 2 Ng.

...N SCHIEBERSTEUERUNG.

...er Kurbelstellung im todten Punkte.

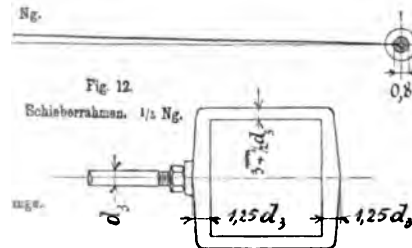


Fig. 12. Schieberrahmen. 1/1 Ng.

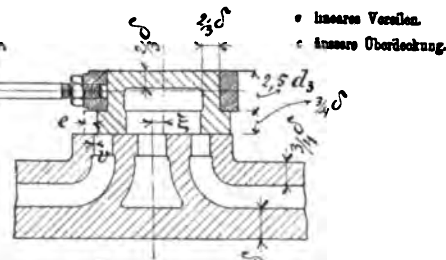


Fig. 5.

v innneres Voreilen.
e äussere Überdeckung.

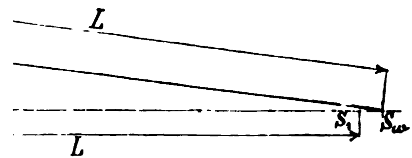
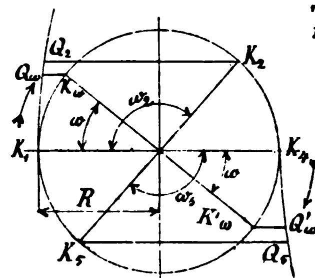


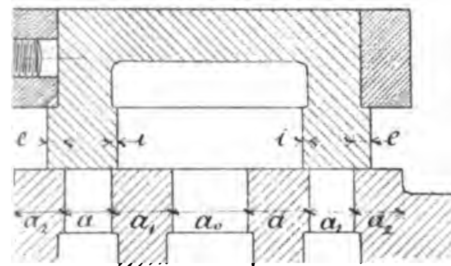
Fig. 11.

Mittelstellung des Schiebers. 1/2 Ng.



r = Halbmesser der Excenterkurbel.
R = Halbmesser der Maschinenkurbel.

Müller'sches Kolbenweg-Diagramm. (Fig. 5.) $\left(\frac{r}{R}\right)$ Ng.



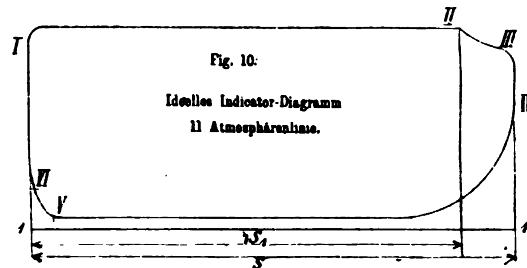
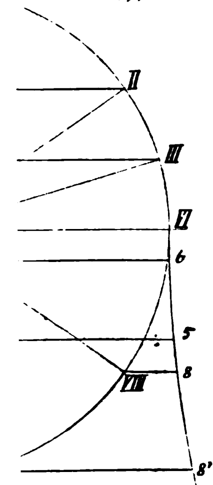


Fig. 10.

Ideelles Indicator-Diagramm

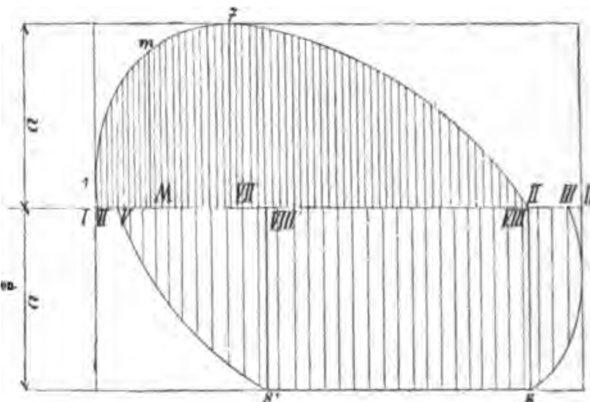
11 Atmosphärenlinie.



e äussere Überdeckung.
i innere Überdeckung.
a Weite des Einströmcanals.
a_0 Weite des Ausströmcanals.
a_1 Stegbreite.
a_2 Passleiste.

Fig. 8.

Diagramm der Schieberöffnungscurven.



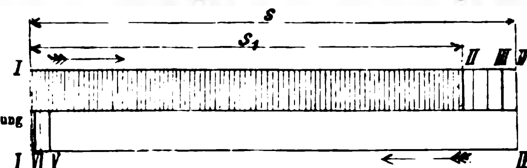
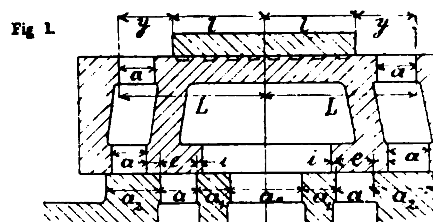


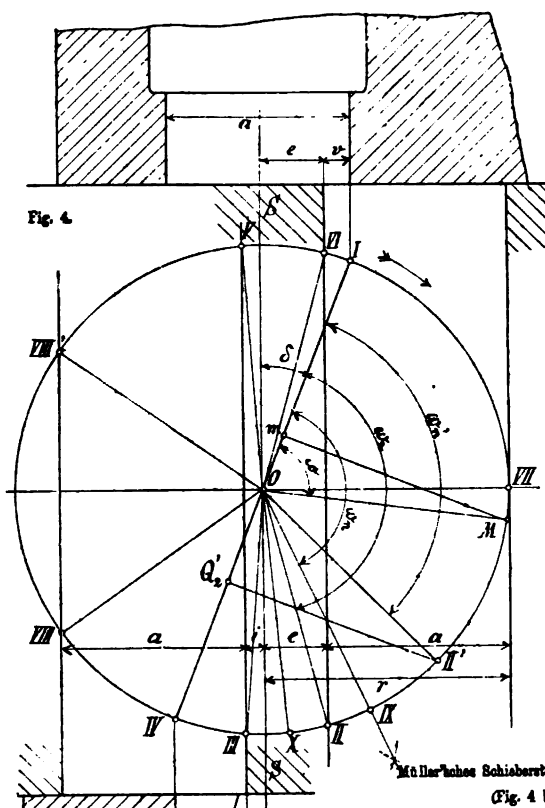
Fig. 9.

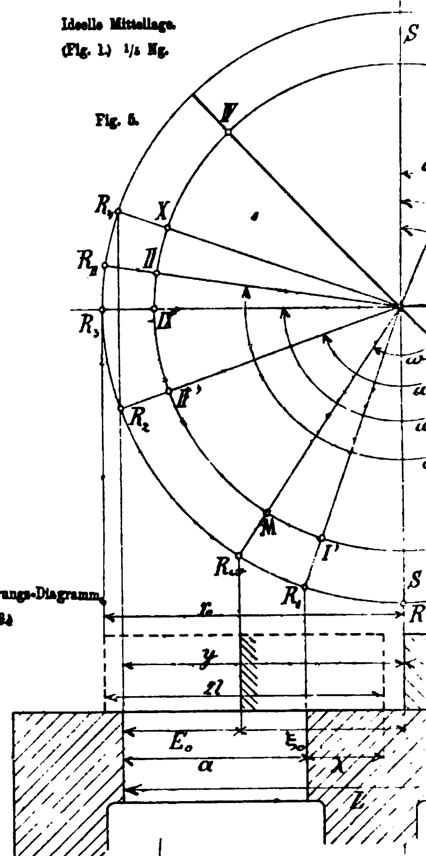
Schematische Darstellung der Dampfvertheilung im Dampfcylinder

$\frac{s_1}{s}$ = Füllungsgrad.

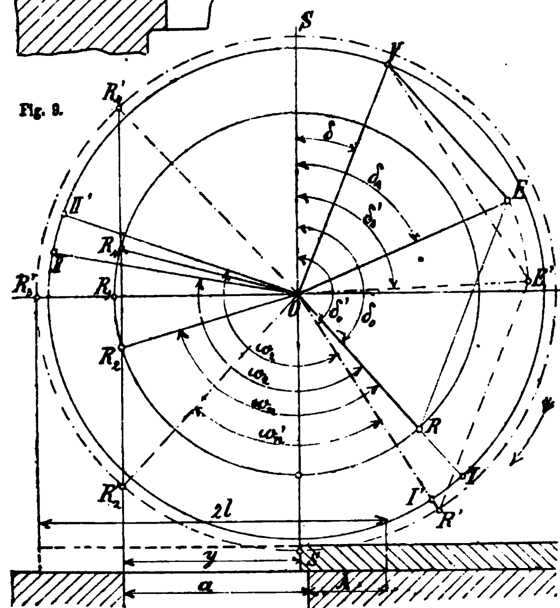

Fig. 1.

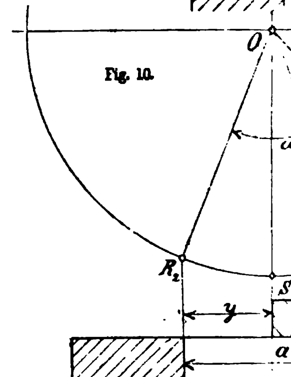
Ideelle Mittellage.
(Fig. 1.) 1/5 Hg.


Fig. 4.


Fig. 5.

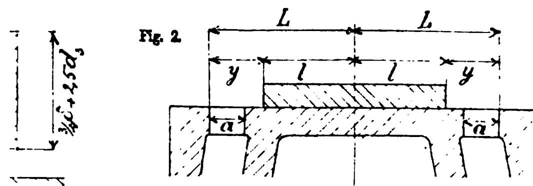
Müller'sches Schiebersteuerungs-Diagramm.
(Fig. 4 bis 6.)


Fig. 9.


Fig. 10.

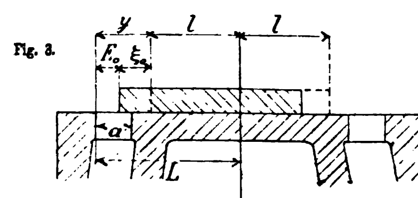
Steuerung mit verstellbarem Expansions-Excenter.
(Fig. 9 und 10.)

Fig. 2.

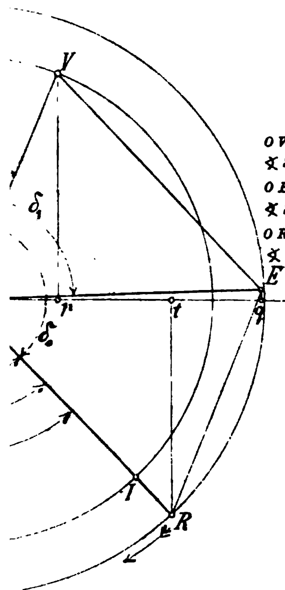


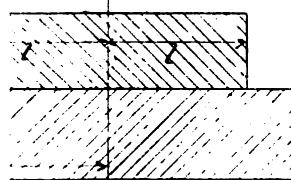
Relative Mittellage.
(Fig. 2.) 1/5 Ng.

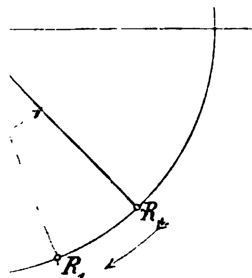
Fig. 3.



Canaleröffnung E_0 (Fig. 3.) 1/5 Ng.







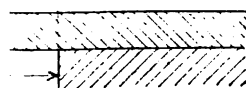


Fig. 6.

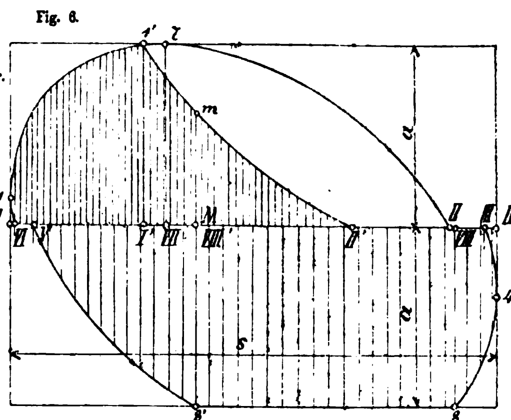
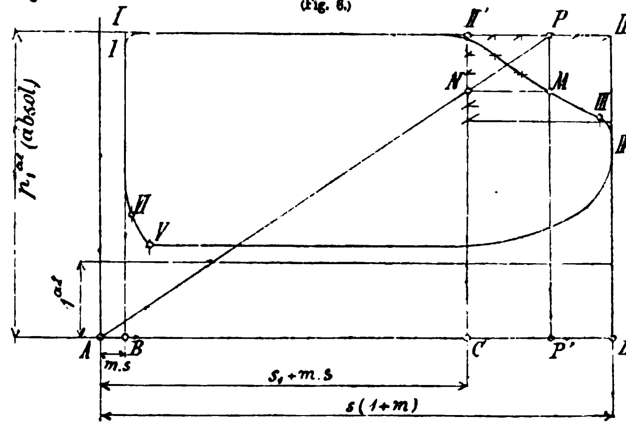


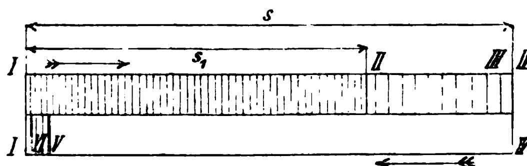
Diagramm der Schieberöffnungscurven.
(Fig. 6.)

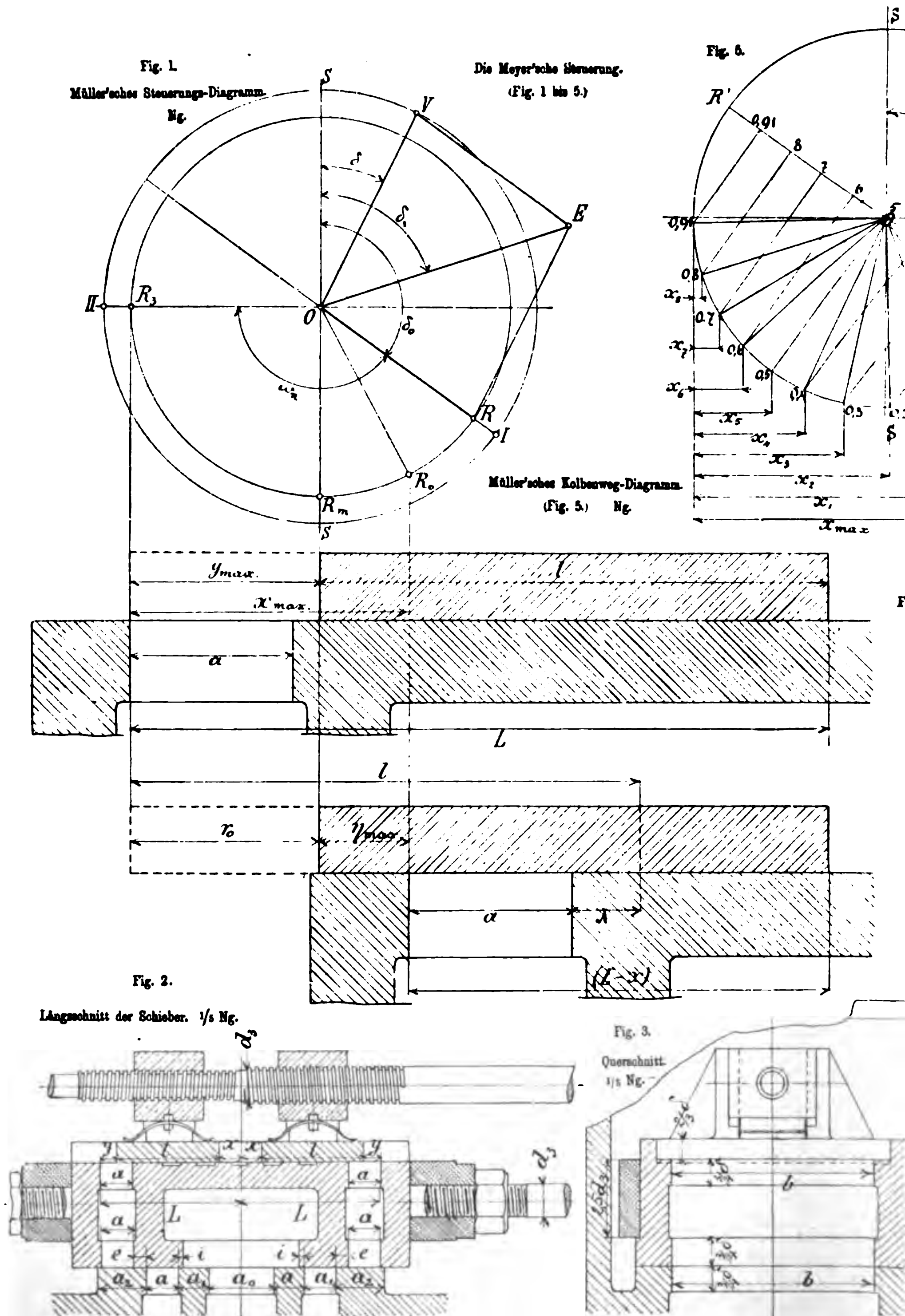
Fig. 7.

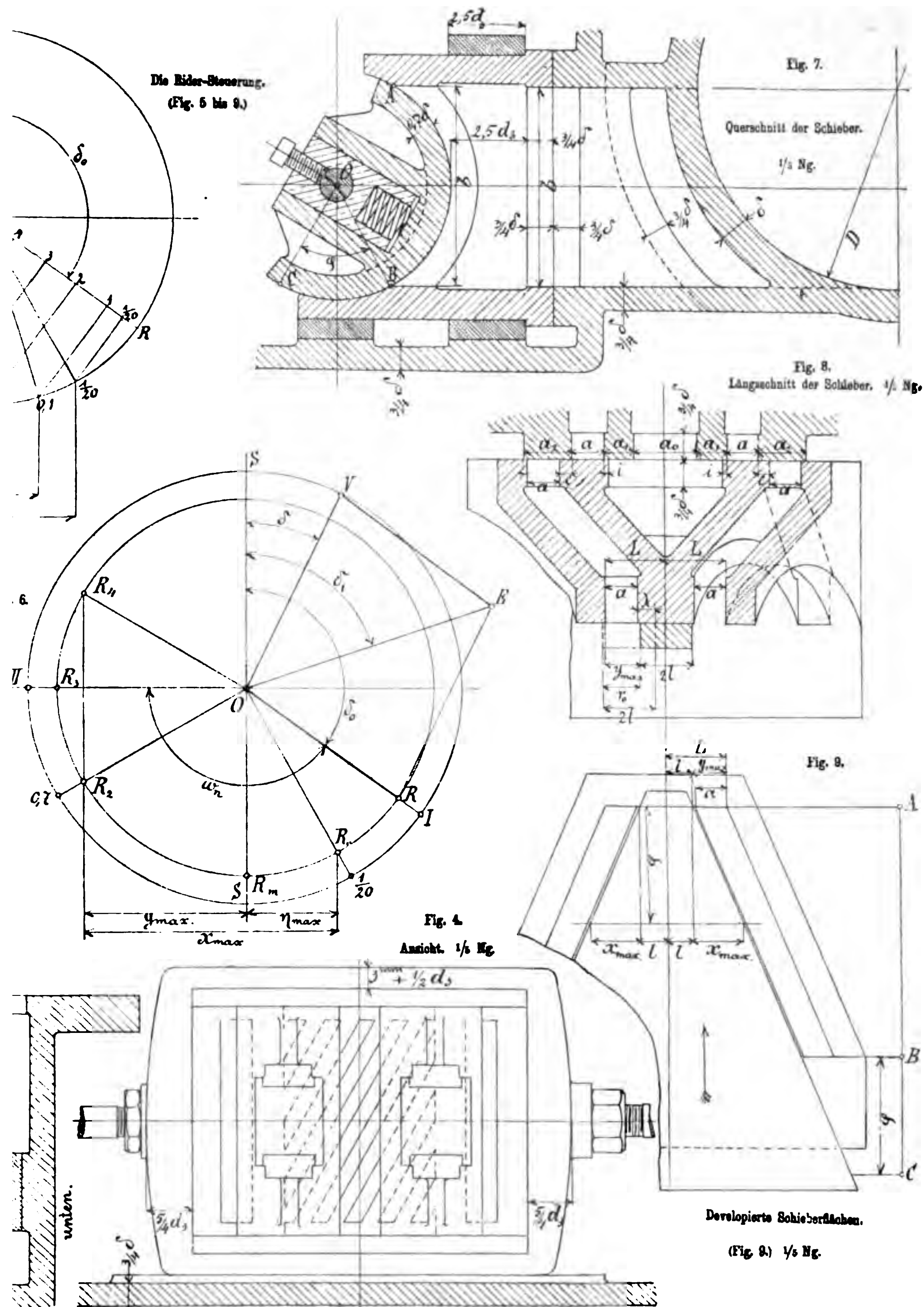


Ideelles Indicator-Diagramm.
(Fig. 7.)

Fig. 8.
Schematische
Darstellung der Dampfvertheilung im Dampfcylinder
$\frac{s_1}{s}$ = Füllungsgrad.




Fig. 1.
Müller'sches Steuerungs-Diagramm.
Ng.
Die Meyer'sche Steuerung.
(Fig. 1 bis 5.)
Fig. 5.
Müller'sches Kolbenweg-Diagramm.
(Fig. 5.) Ng.
Fig. 2.
Längsschnitt der Schieber. 1/5 Ng.
Fig. 3.
Querschnitt.
1/5 Ng.


Die Rider-Steuerung.
(Fig. 5 bis 9.)
Fig. 7.
Querschnitt der Schieber.
1/5 Ng.
Fig. 8.
Längsschnitt der Schieber. 1/5 Ng.
Fig. 9.
Developierte Schieberflächen.
(Fig. 9.) 1/5 Ng.
Fig. 4.
Ansicht. 1/5 Ng.
unten.



GU

für variabl

des

Fig. 1.
Ansicht der Steuerungsseite bei abgehobenem Schieberkastendeckel und einer abgehobenen Expansionsplatte.

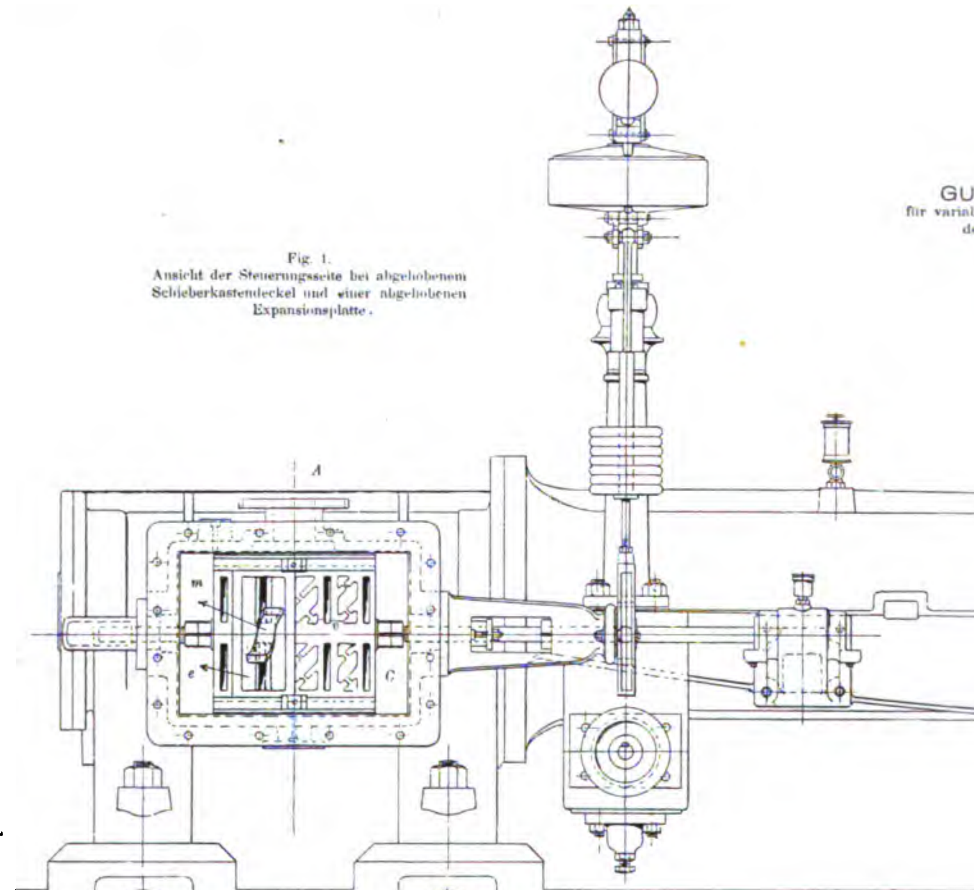
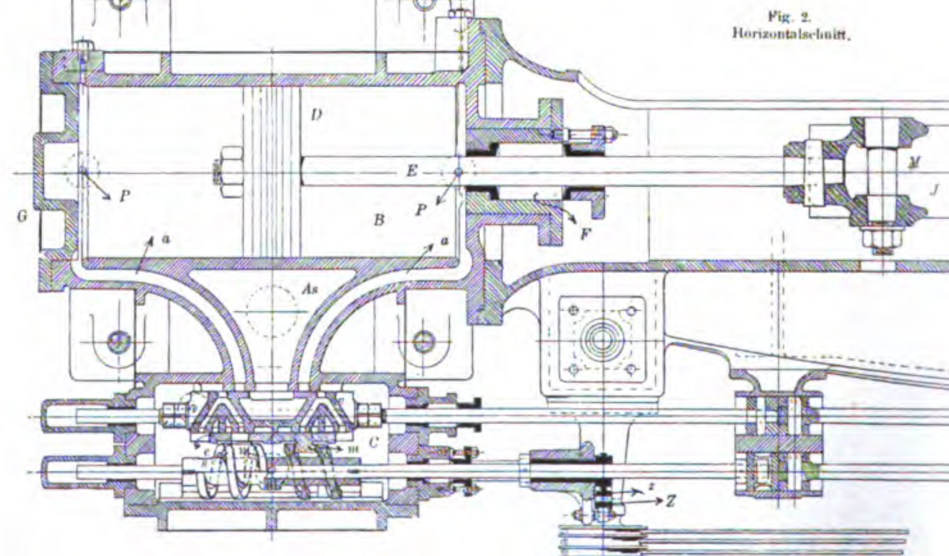


Fig. 2.
Horizontalschnitt.



RAUER-STEUERUNG
Expansion mit directer Einwirkung
Regulators auf die Steuerung
(Fig. 1 bis 4) 1/20 Ng

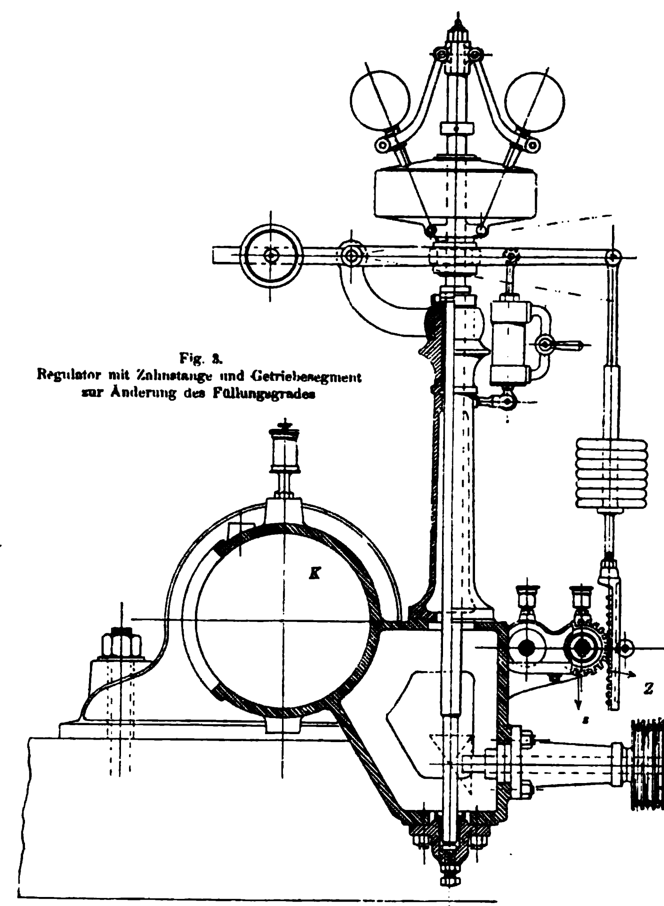
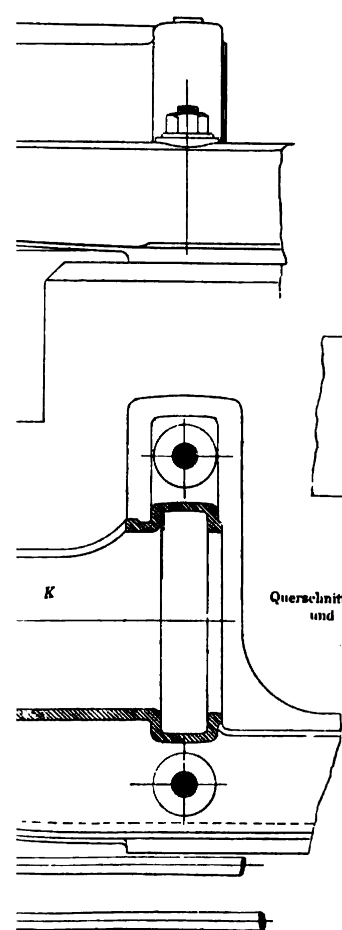


Fig. 3.
Regulator mit Zahnstange und Getriebesegment
zur Änderung des Füllungsgrades



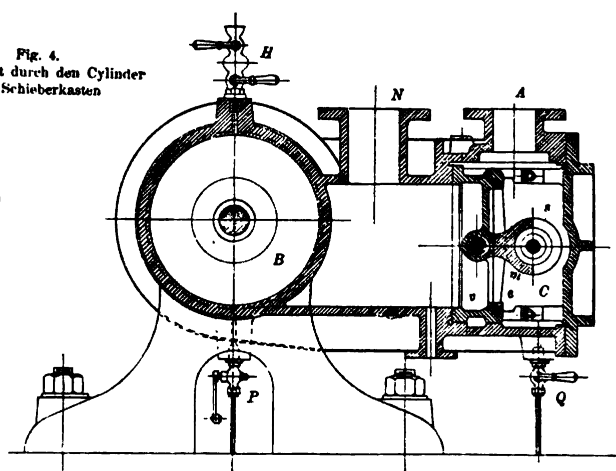


Fig. 4.
Querschnitt durch den Cylinder
und Schieberkasten

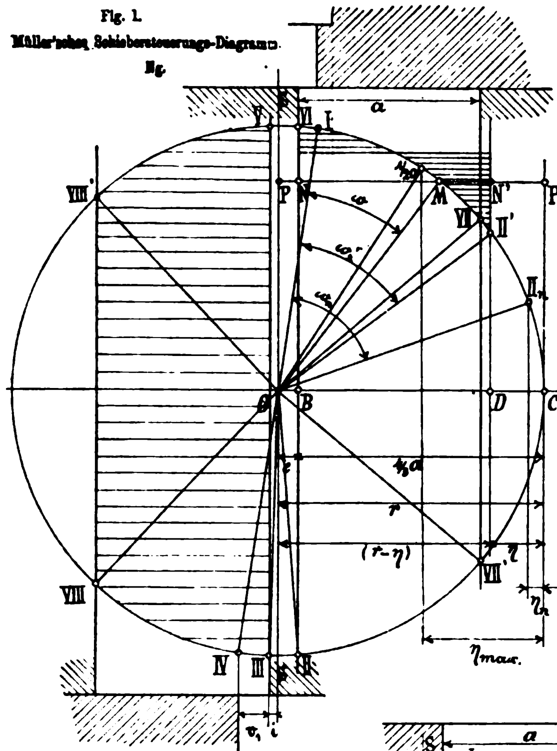


Fig. 1. Müller'sches Schiebersteuerungs-Diagramm. Ng.

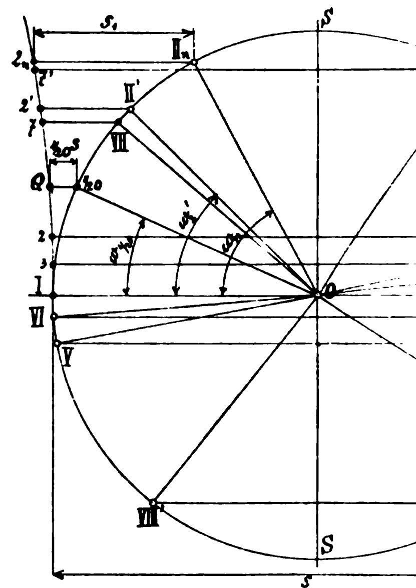


Fig. 2. Müller'sches Kolbenweg-Diagramm.

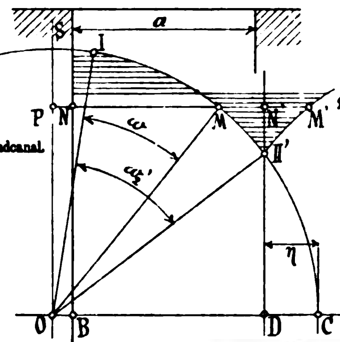


Fig. 7. Canaleröffnungen für den zweitheiligen Endcanal. Ng.

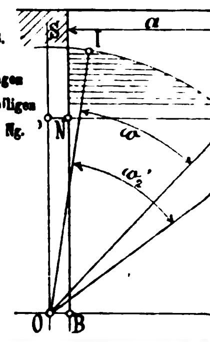


Fig. 8. Canaleröffnungen für den dreitheiligen Endcanal. Ng.

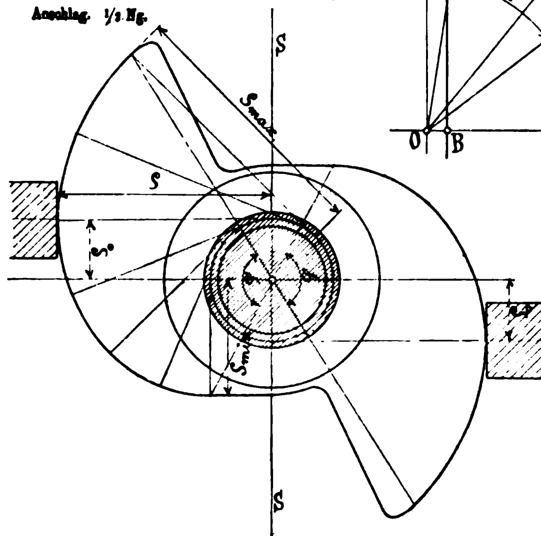


Fig. 6. Anschlag. 1/3 Ng.

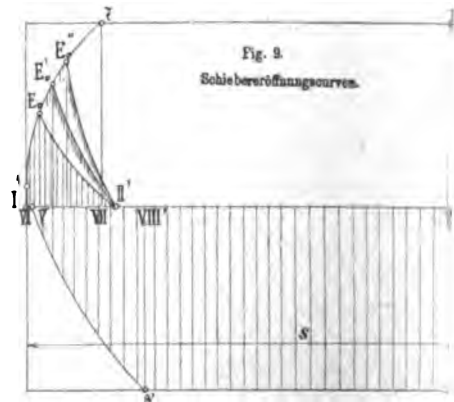
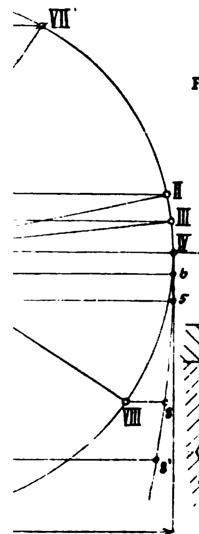
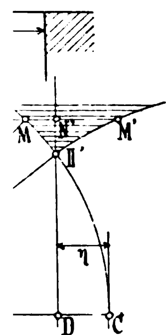


Fig. 9. Schiebereröffnungscurven.

CONSTRUCTION
FARCOT-STEUERUNG.
(Fig. 1 bis 11.)





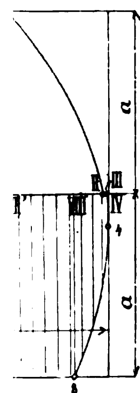


Fig. 3.

Farcot-Steuerung mit eintheiligem Endcanal.
(Fig. 3 bis 5.) 1/5 Ng.

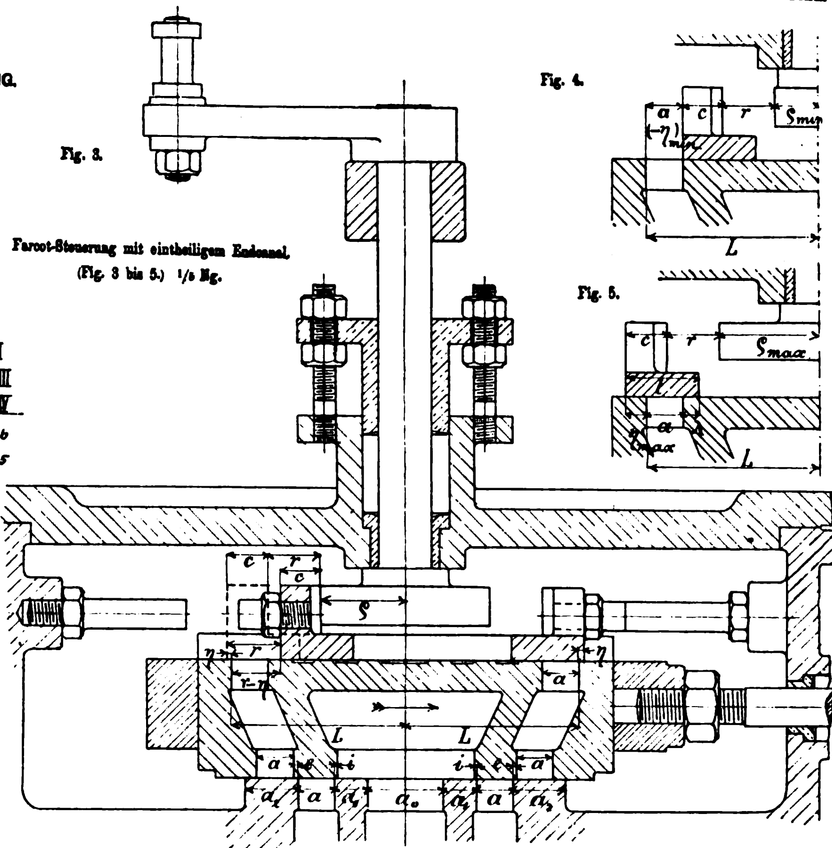


Fig. 4.

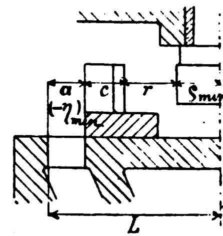


Fig. 5.

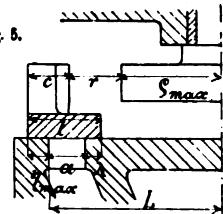


Fig. 10.
Zweitheiliger Endcanal. 1/5 Ng.

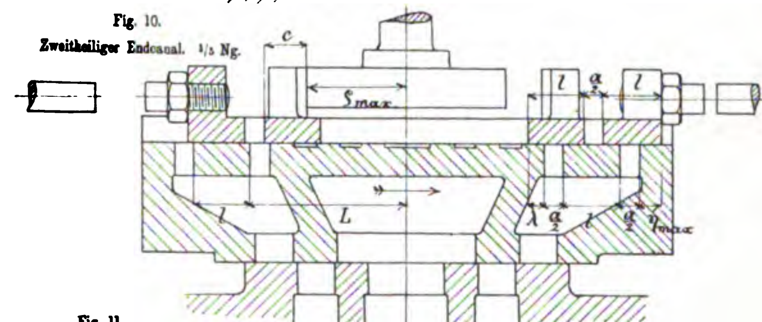
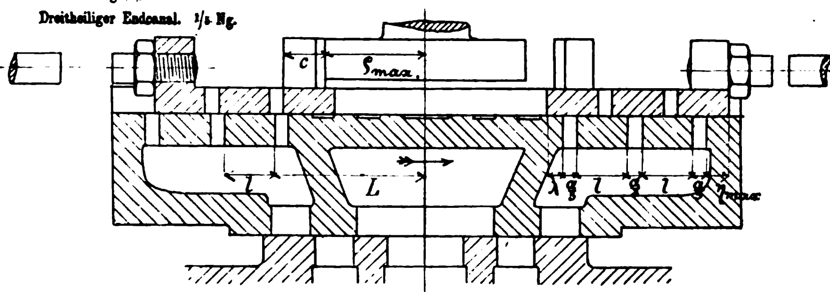
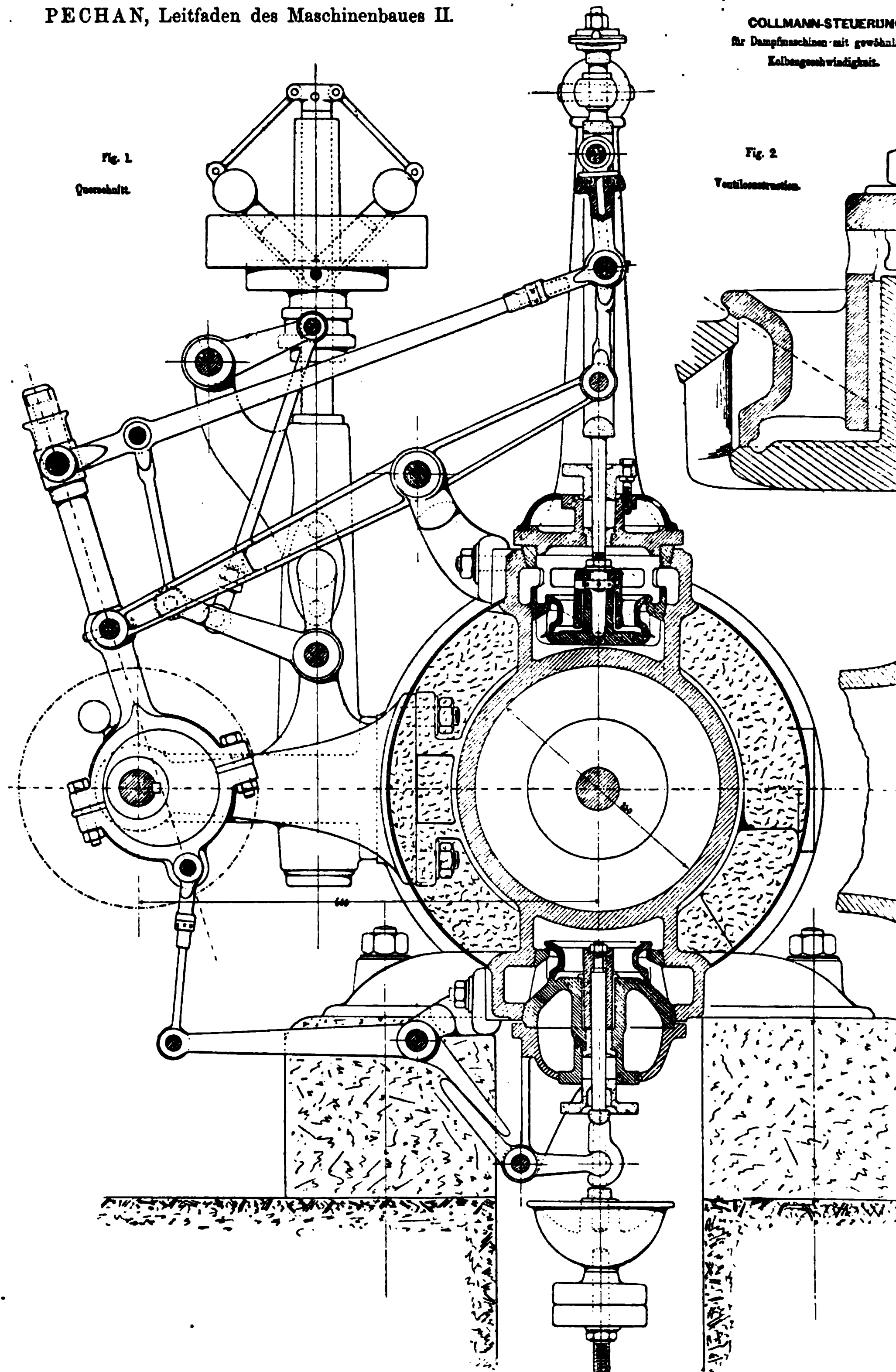
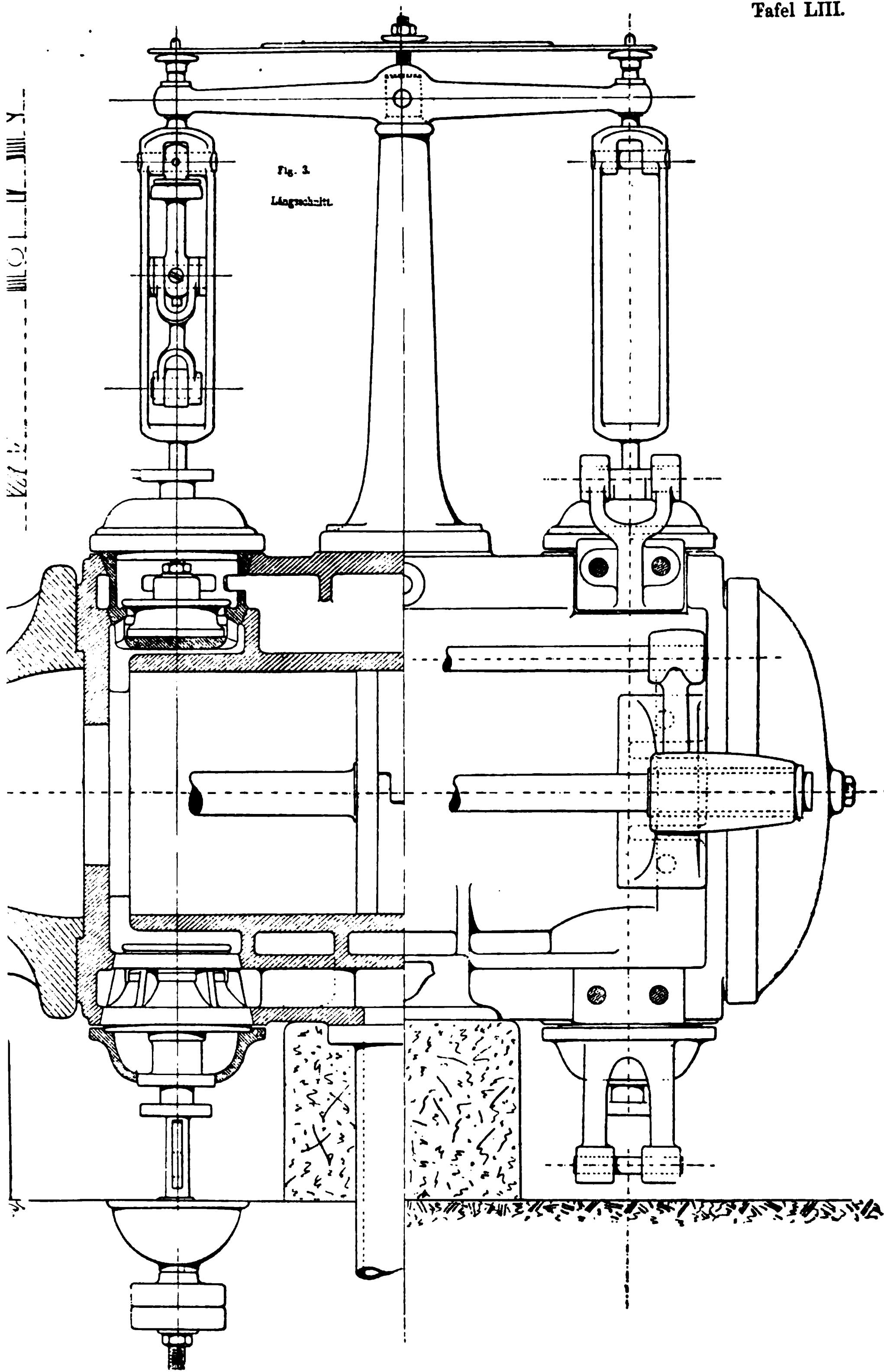


Fig. 11.
Dreitheiliger Endcanal. 1/5 Ng.




COLLMANN-STEUERUNG
für Dampfmaschinen mit gewöhnl
Kolbengeschwindigkeit.
Fig. 1
Querschnitt.
Fig. 2
Ventilconstruction.


Fig. 3.
Längsschnitt.

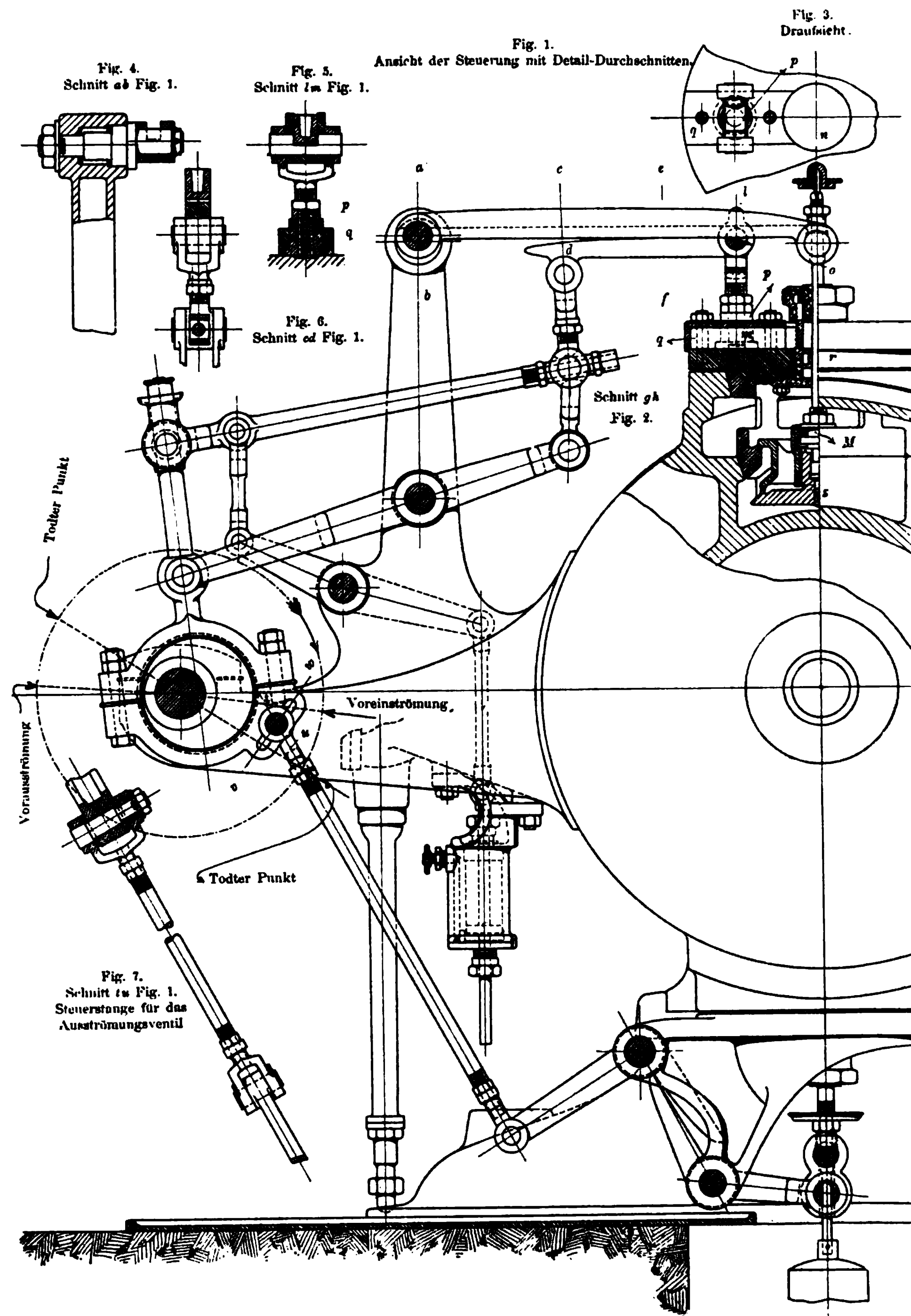
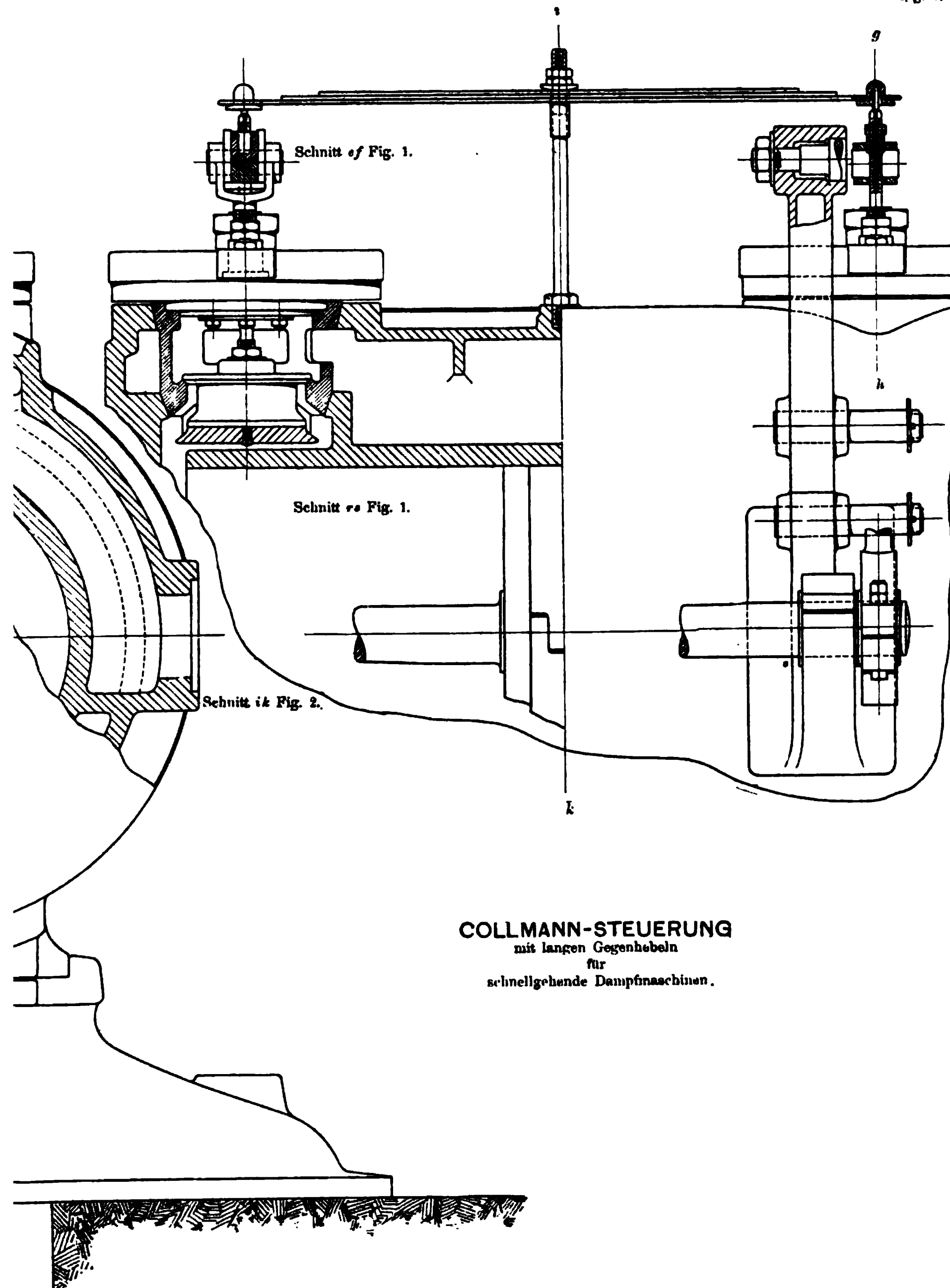
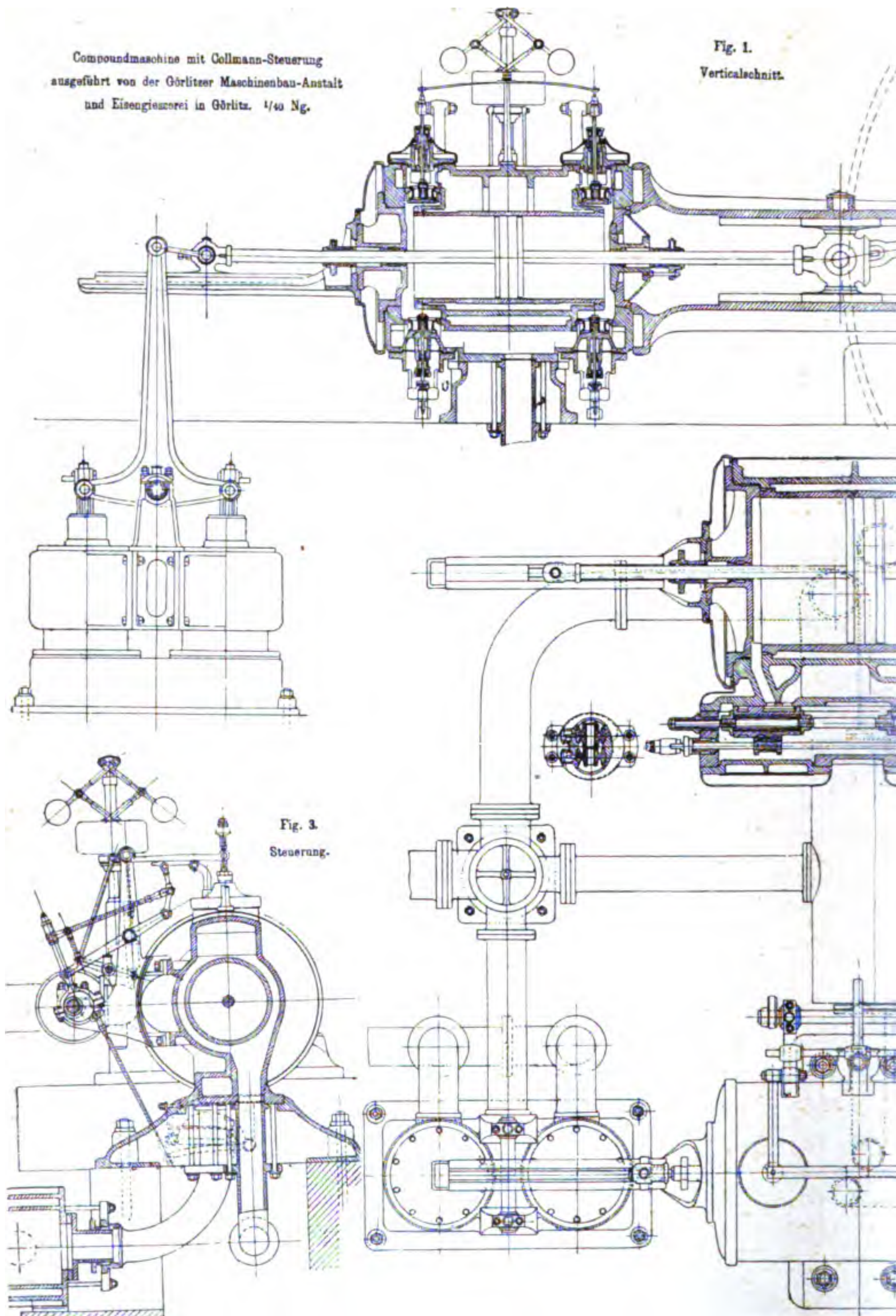

Fig. 1.
Ansicht der Steuerung mit Detail-Durchschnitten.
Fig. 3.
Draufsicht.
Fig. 4.
Schnitt ab Fig. 1.
Fig. 5.
Schnitt lm Fig. 1.
Fig. 6.
Schnitt cd Fig. 1.
Schnitt gh
Fig. 2.
Todter Punkt
Voreinströmung
Vorausströmung
Todter Punkt
Fig. 7.
Schnitt tu Fig. 1.
Steuerstange für das
Ausströmungsventil

Fig. 2.
Längsschnitt durch den Cylinder und Seitenansicht des rechtsseitigen Steuerungslagers.



COLLMANN-STEUERUNG
mit langen Gegenhebeln
für
schnellgehende Dampfmaschinen.


Compoundmaschine mit Collmann-Steuerung
ausgeführt von der Görlitzer Maschinenbau-Anstalt
und Eisengiesserei in Görlitz. 1/40 Ng.
Fig. 1.
Verticalschnitt.
Fig. 3.
Steuerung.

Kleiner Cylinder mit Collmann-Steuerung.

Grosser Cylinder mit Meyer'scher Steuerung.

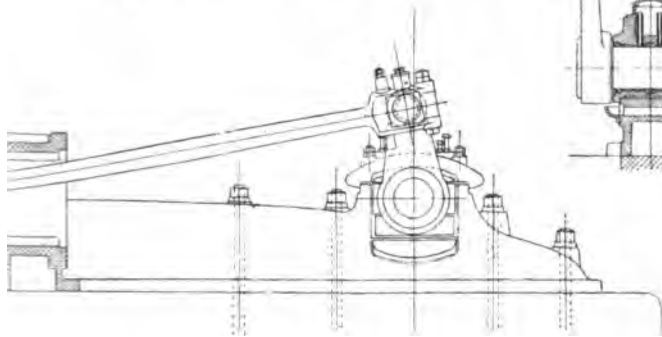
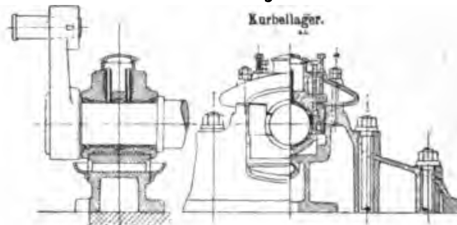


Fig. 4.

Kurbellager.



Kolbendurchmesser = 470 und 855 mm

Kolbenhub = 1000 mm

Umdrehungszahl = 60 pro Minute.

Nutzeffekt = 250 e

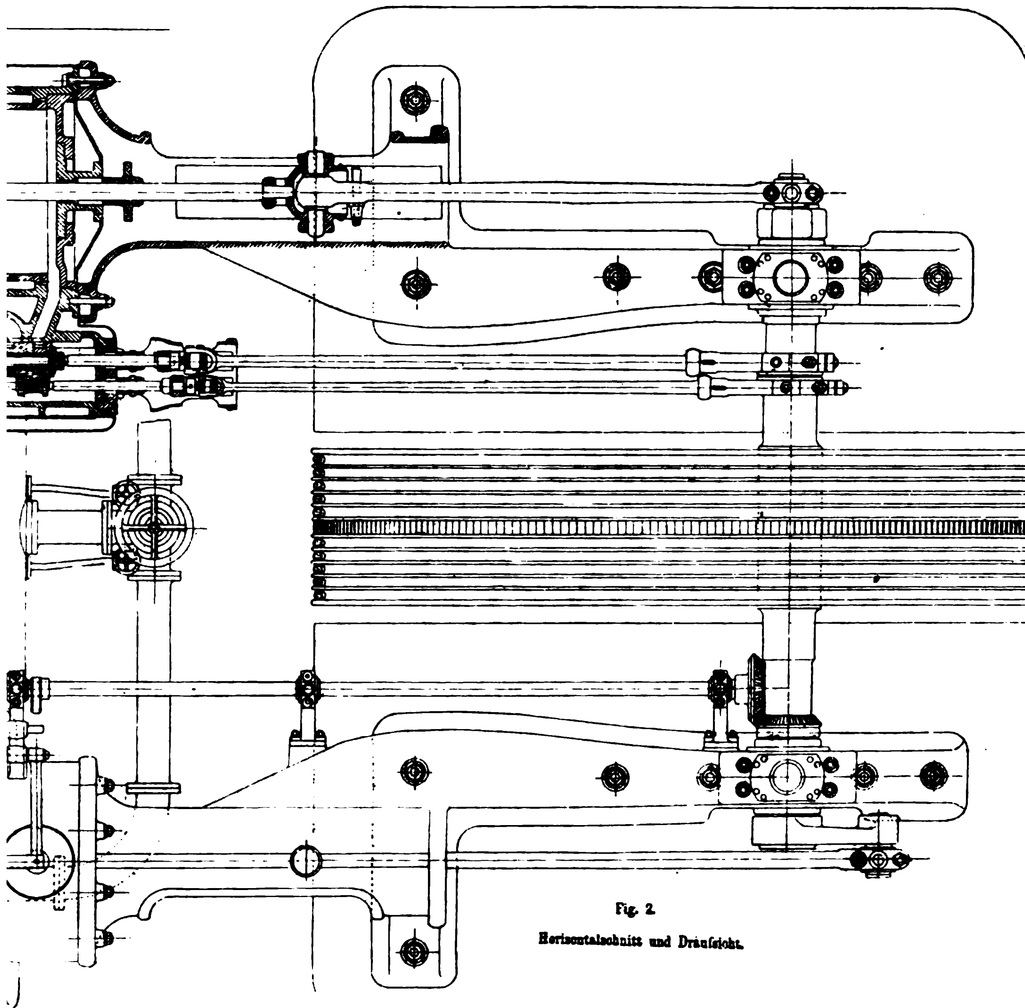
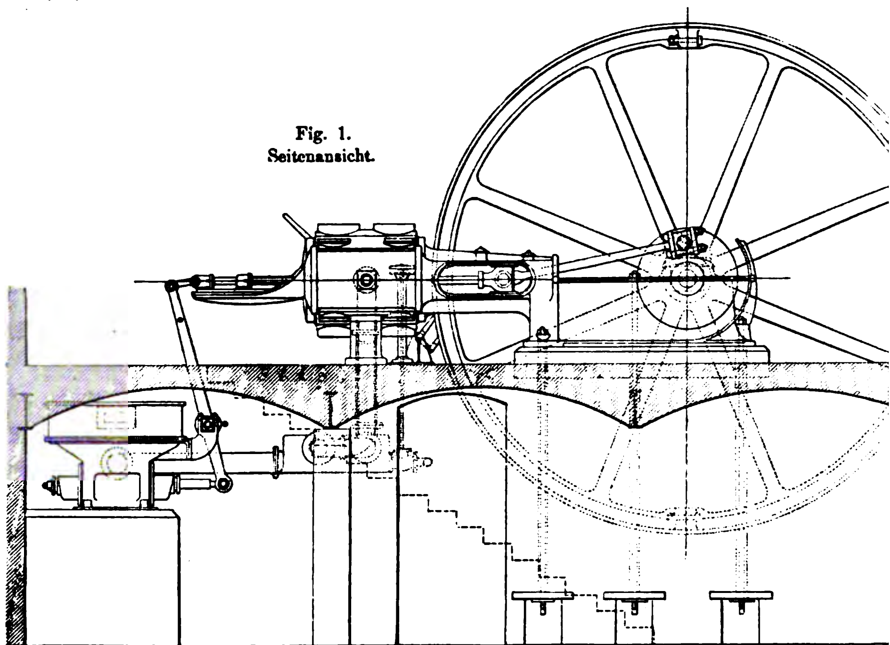
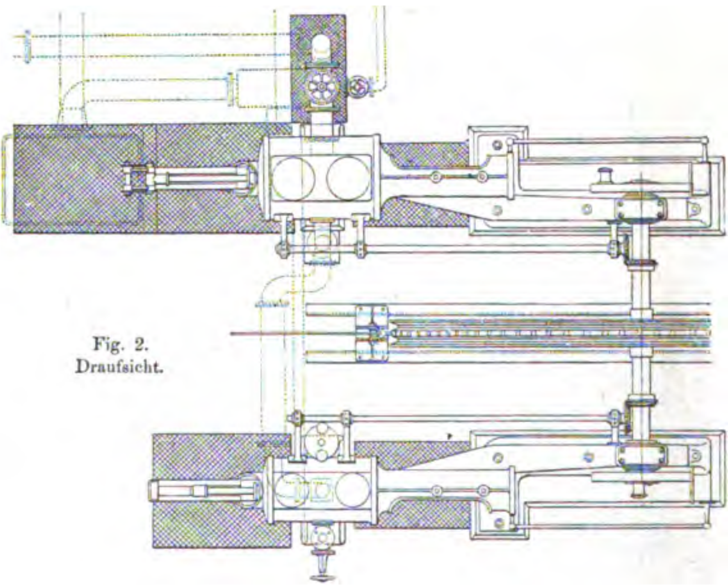


Fig. 2.

Horizontalschnitt und Draufsicht.

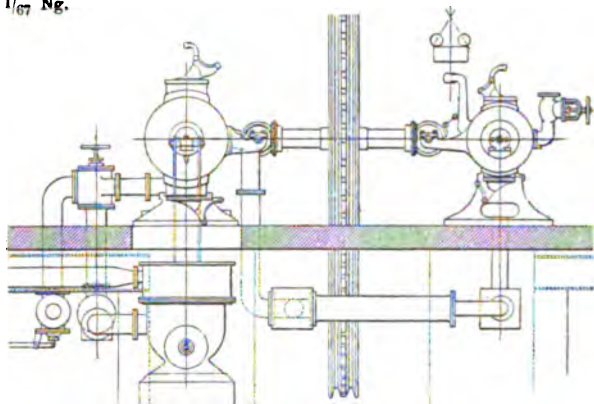

Fig. 1.
Seitenansicht.

Betriebsdampfspannung	10 *at*	Kolbenhub	712 *mm*
Indicierte Leistung	150 *PS*	Umdrehungszahl	87 pro Minute.
Kolbendurchmesser	356 und 500*mm*	Schwungraddurchmesser	4880 *mm*


Fig. 2.
Draufsicht.

COMPOUND-DAMPFMASCHINE
mit
COLLMANN-STEUERUNG
(Fig. 1 bis 4).
(Fig. 1 bis 3) 1/67 Ng.

Fig. 3.
Hinteransicht.



Doppeltwirkende Luftpumpe:
Kolbendurchmesser 260.... *mm*
Kolbenhub .... 305 *mm*

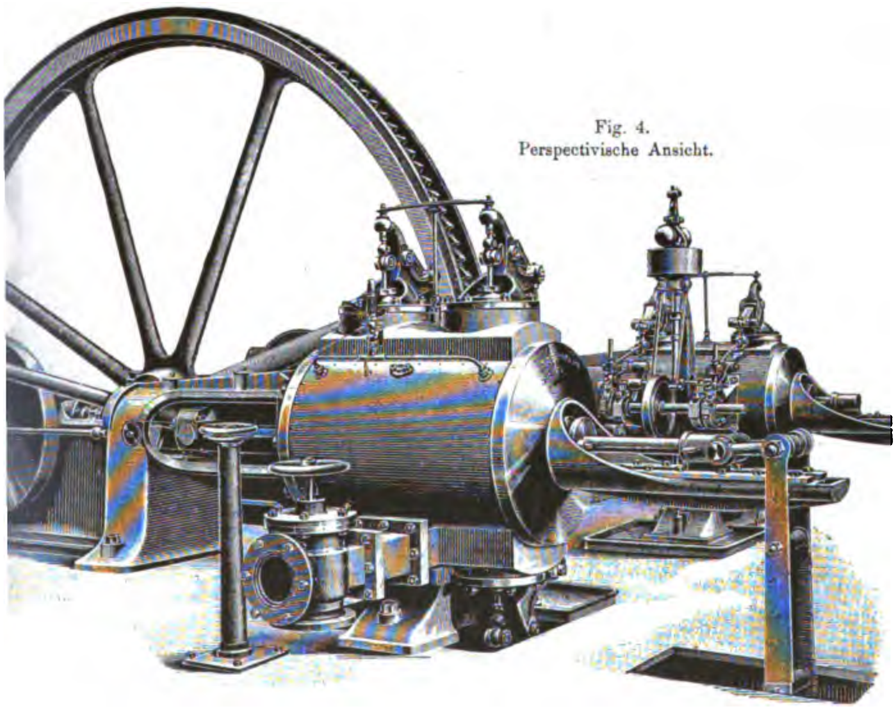
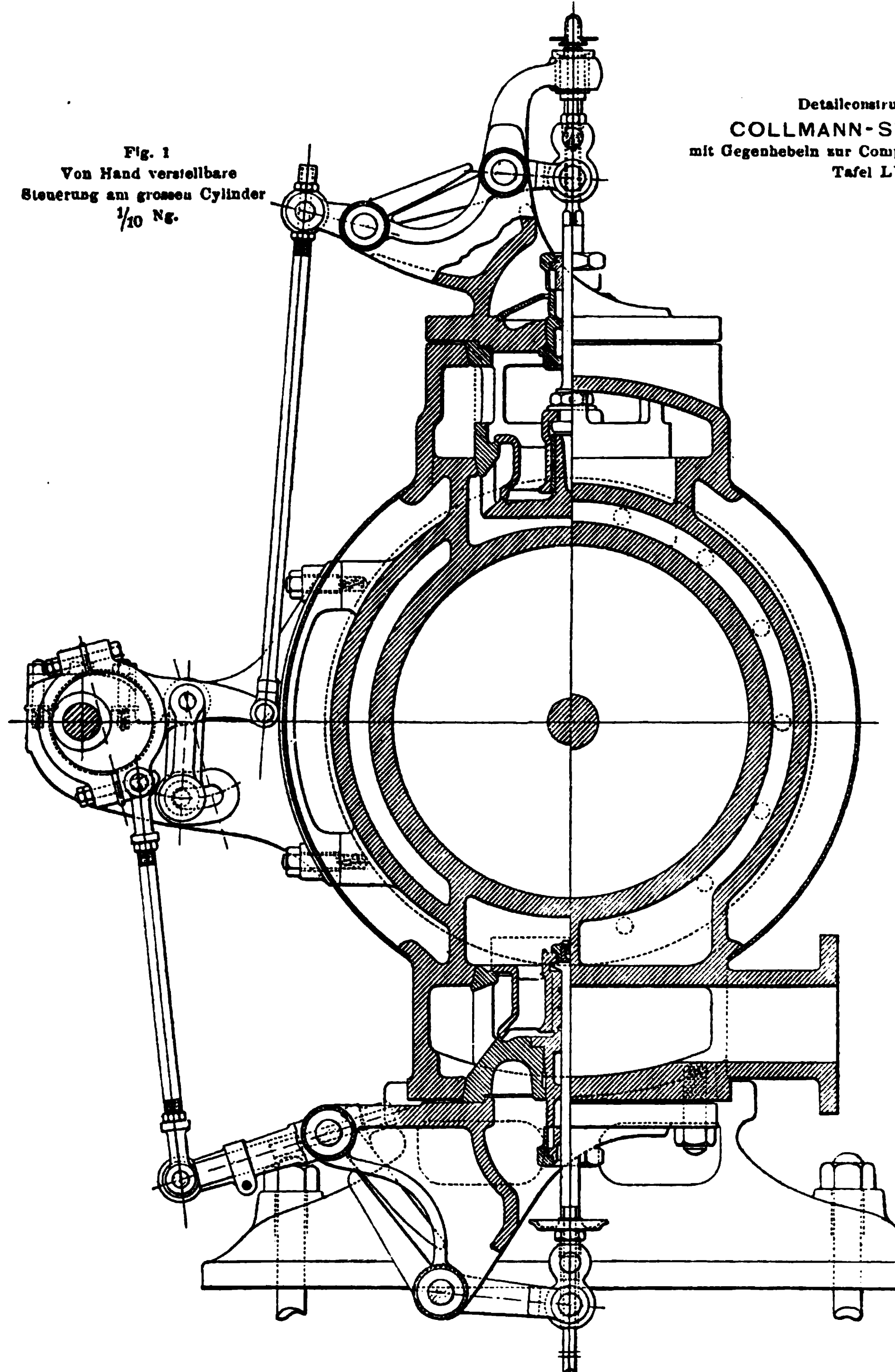


Fig. 4.
Perspectivische Ansicht.


Detailconstruc
COLLMANN-ST
mit Gegenhebeln zur Comp
Tafel LV
Fig. 1
Von Hand verstellbare
Steuerung am grossen Cylinder
1/10 Ng.

on der
ΞUERUNG
ınd-Dampfmaschiue

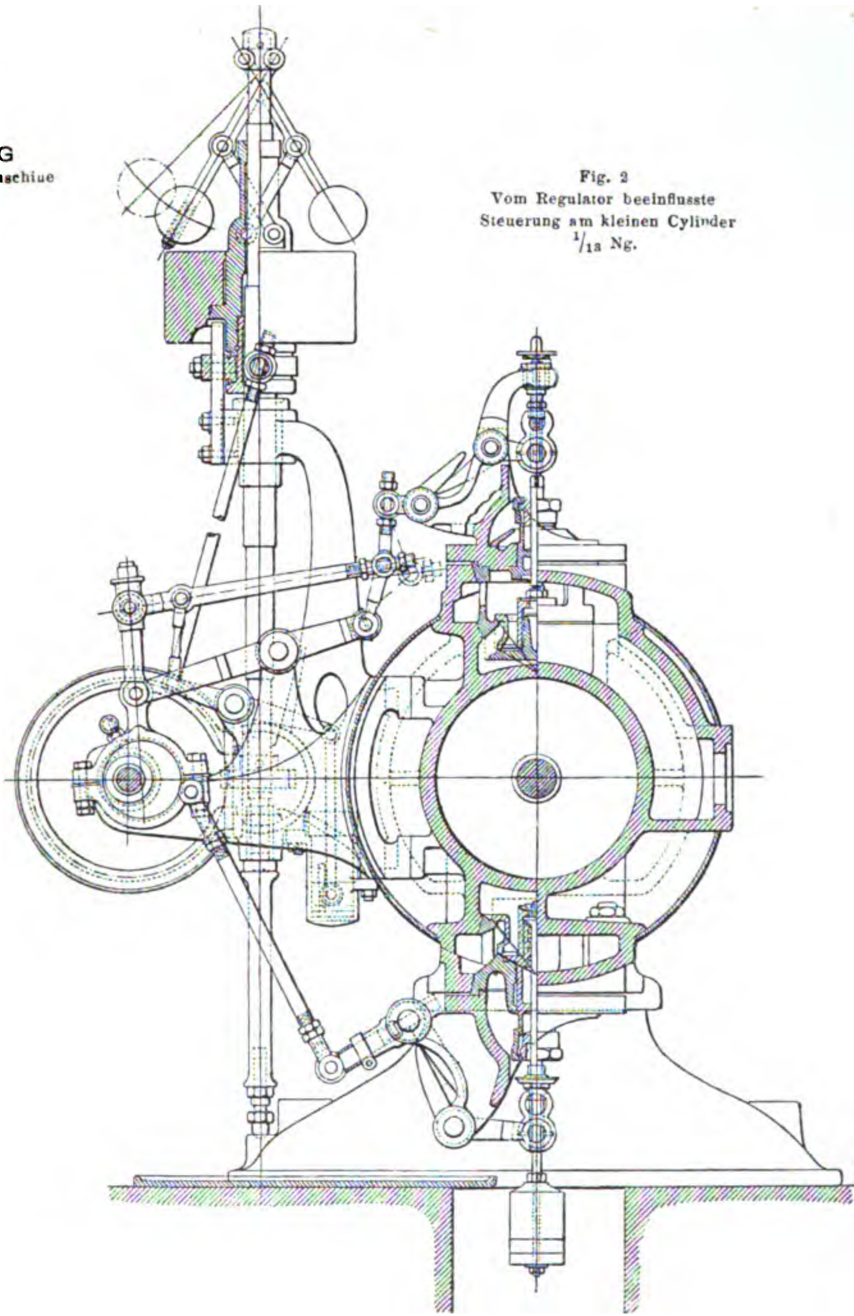


Fig. 2
Vom Regulator beeinflusste
Steuerung am kleinen Cylinder
$^{1}/_{12}$ Ng.

Fig. 1.

Verticaler Längsschnitt durch das Cylindermittel und den anschliessenden Theil des Bettbalkens, nebst Ansicht des übrigen Theiles des letzteren

1/20 Ng.

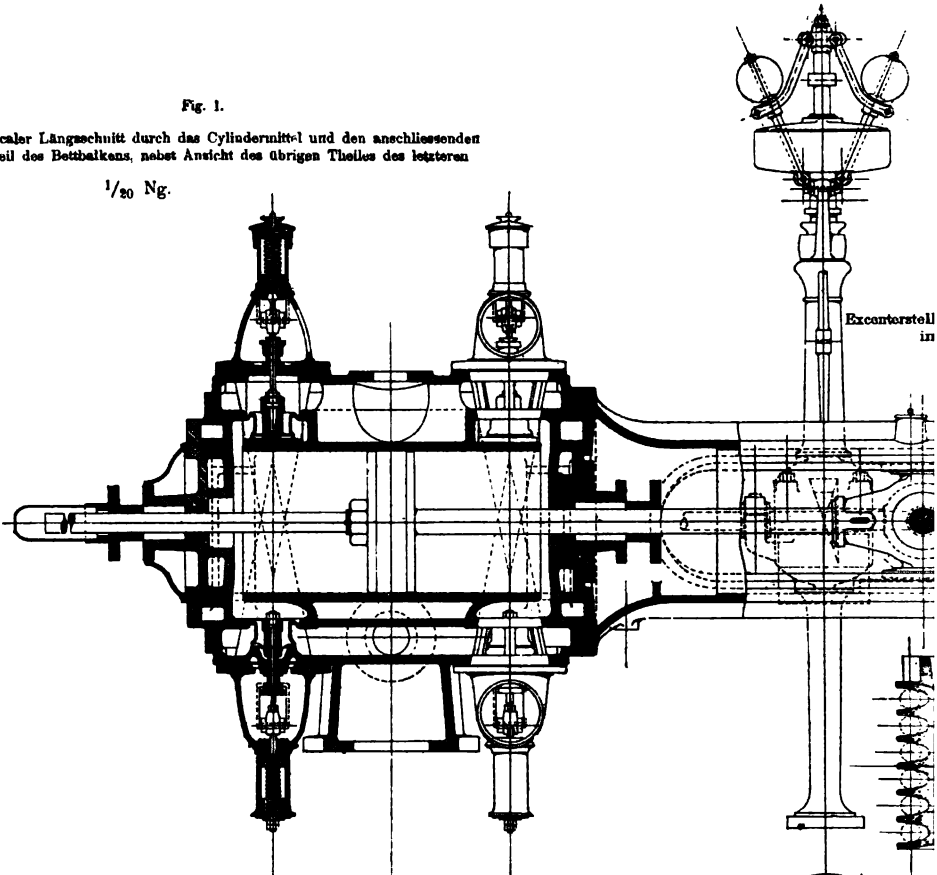
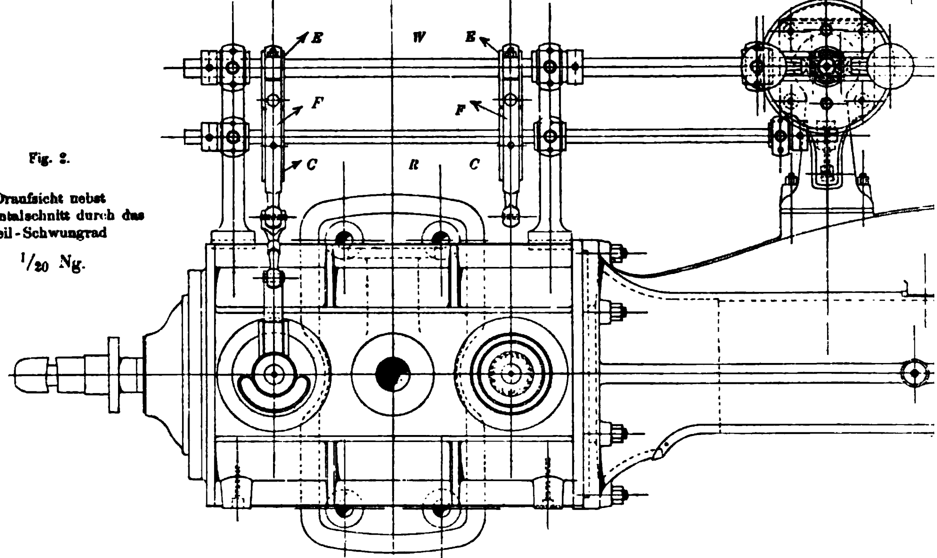


Fig. 2.

Draufsicht nebst Horizontalschnitt durch das Seil-Schwungrad

1/20 Ng.



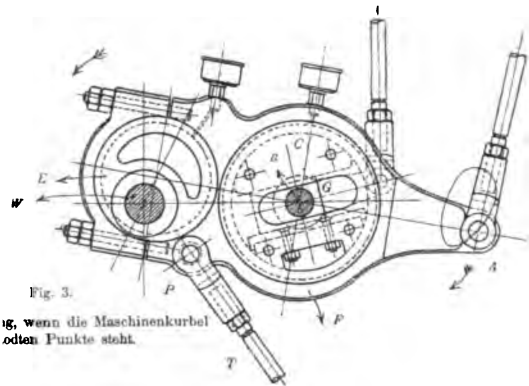


Fig. 3.

…g, wenn die Maschinenkurbel …odten Punkte steht.

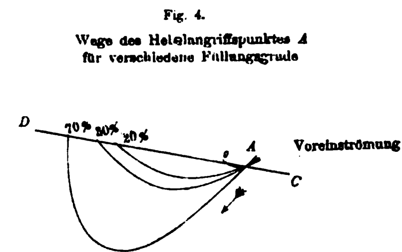
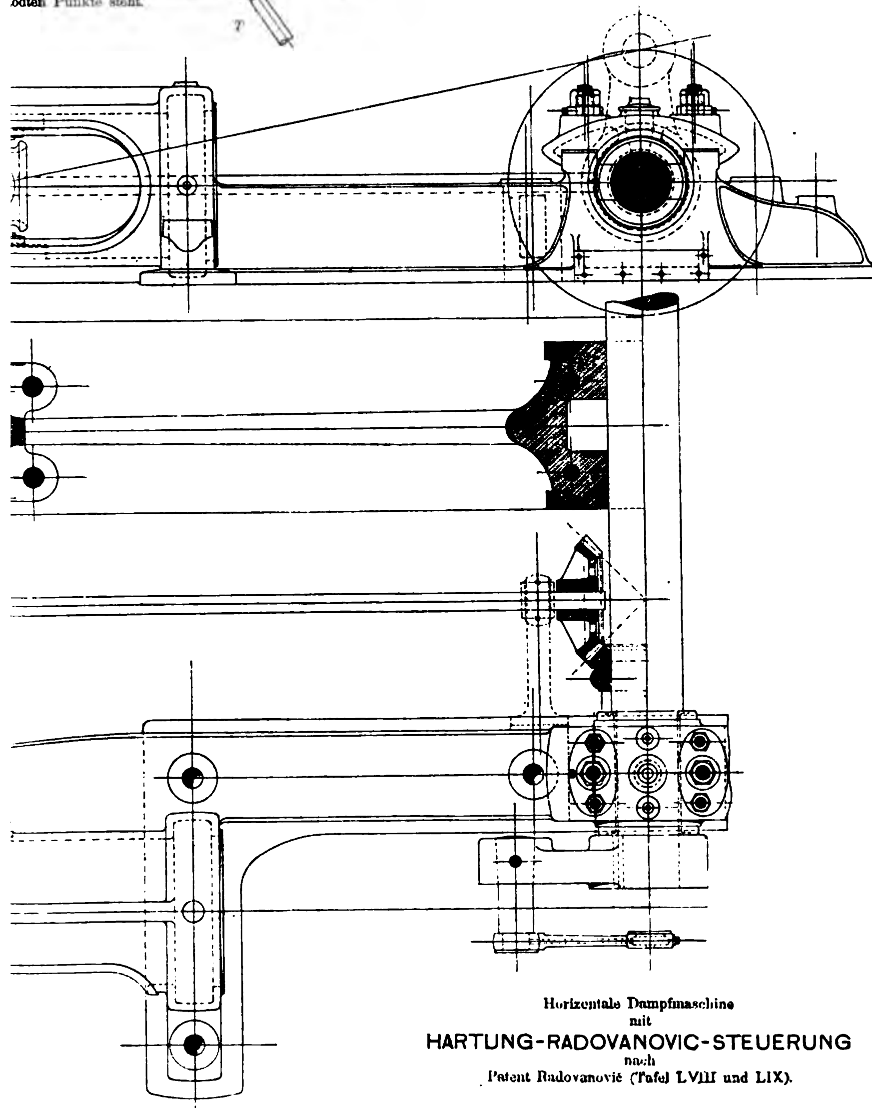


Fig. 4.

Wege des Hebelangriffspunktes A für verschiedene Füllungsgrade



Horizontale Dampfmaschine
mit
HARTUNG-RADOVANOVIC-STEUERUNG
nach
Patent Radovanović (Tafel LVIII und LIX).

VENTILSTEUERUNG
Hartung-Radovanovič
(Fig. 1 bis 3.)

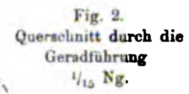


Fig. 2.
Querschnitt durch die Geradführung
$^1/_{15}$ Ng.

Fig. 1.
Ansicht der Steuerung und Cylinder-Querschnitt
$^1/_{15}$ Ng.

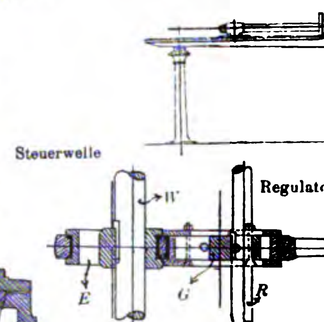
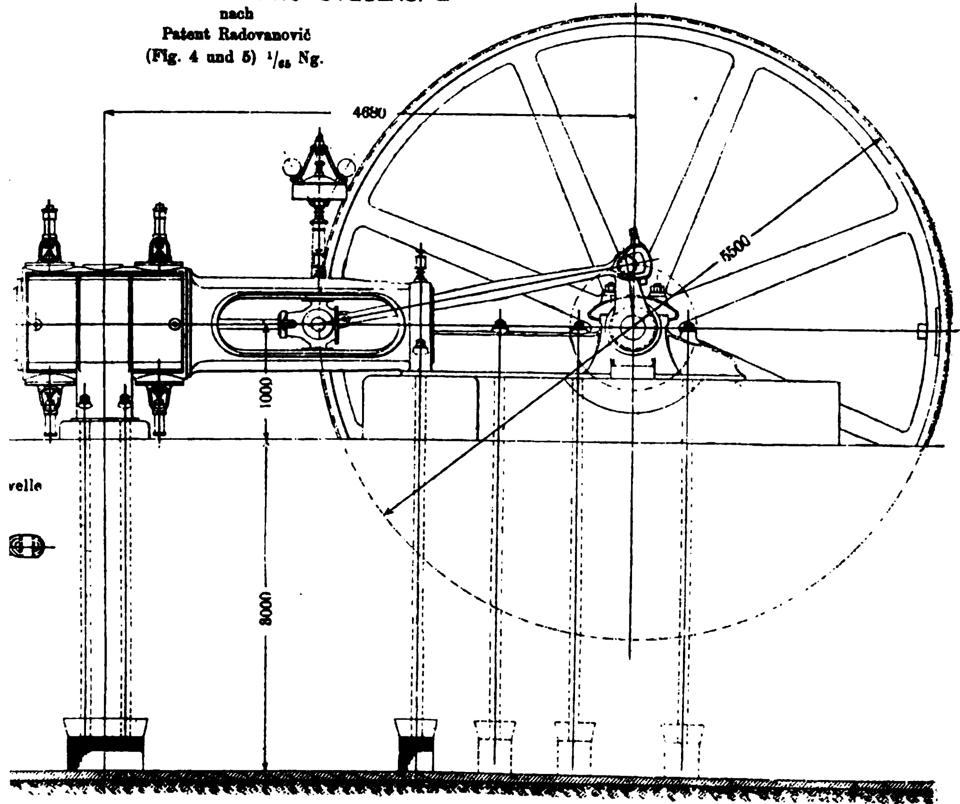


Fig. 3.
Horizontalschnitt des Excenterhebels
$^1/_{15}$ Ng.

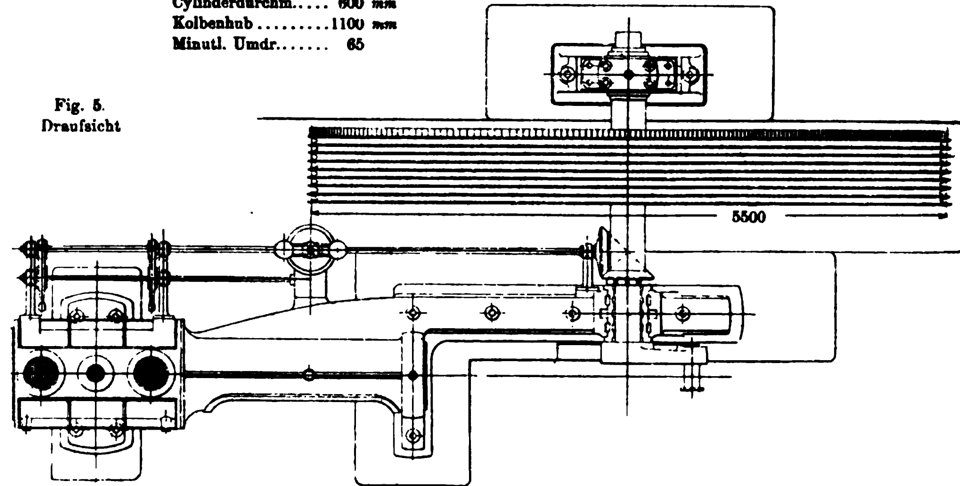
Horizontale Dampfmaschine
mit
HARTUNG - RADOVANOVIC - STEUERUNG
nach
Patent Radovanovič
(Fig. 4 und 5) $^1/_{65}$ Ng.

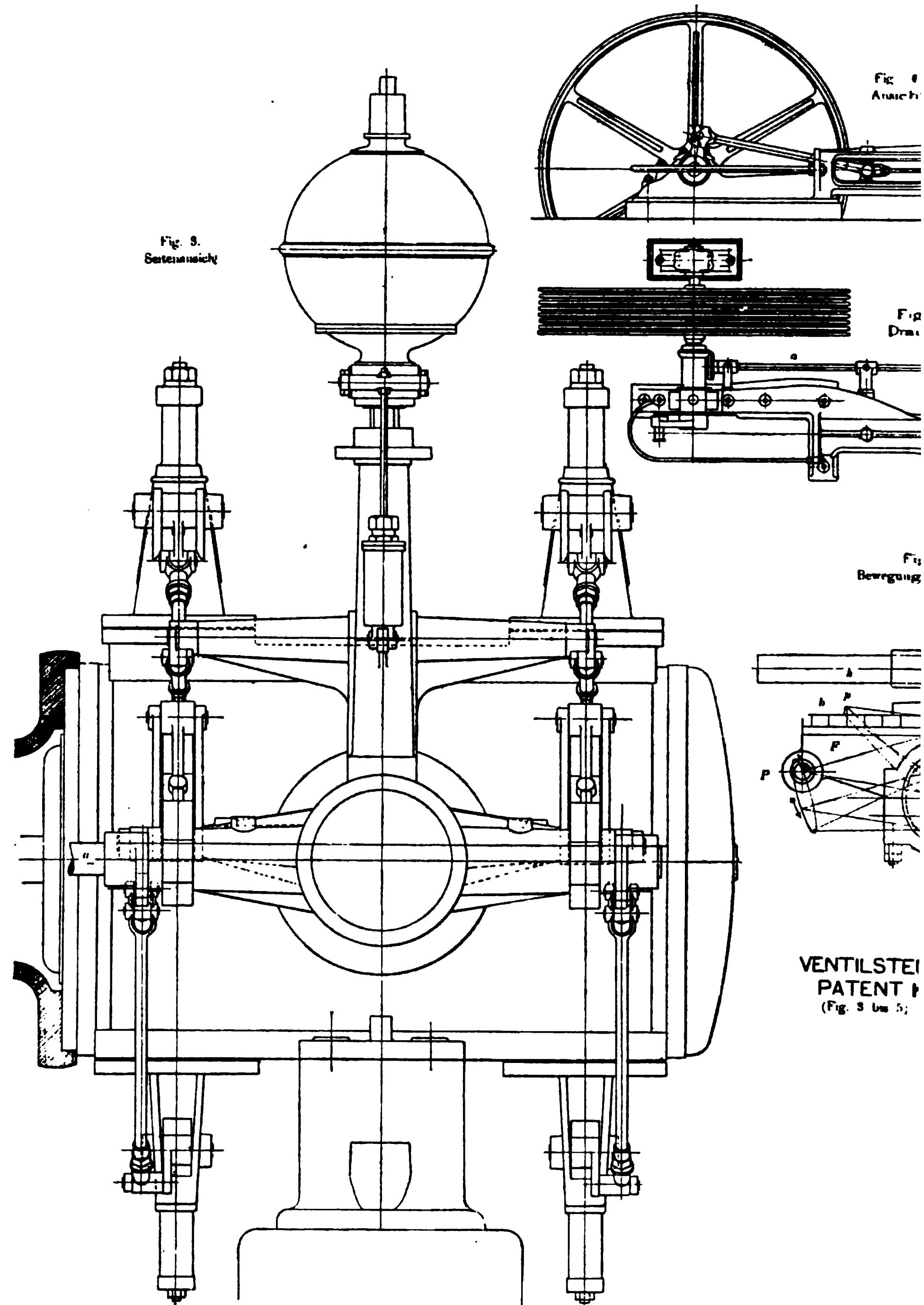
Fig. 4.
Ansicht

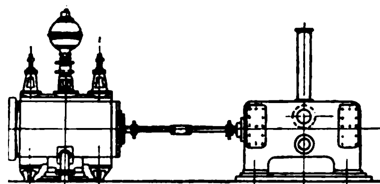


Cylinderdurchm..... 600 mm
Kolbenhub ....1100 mm
Minutl. Umdr....... 65

Fig. 5.
Draufsicht

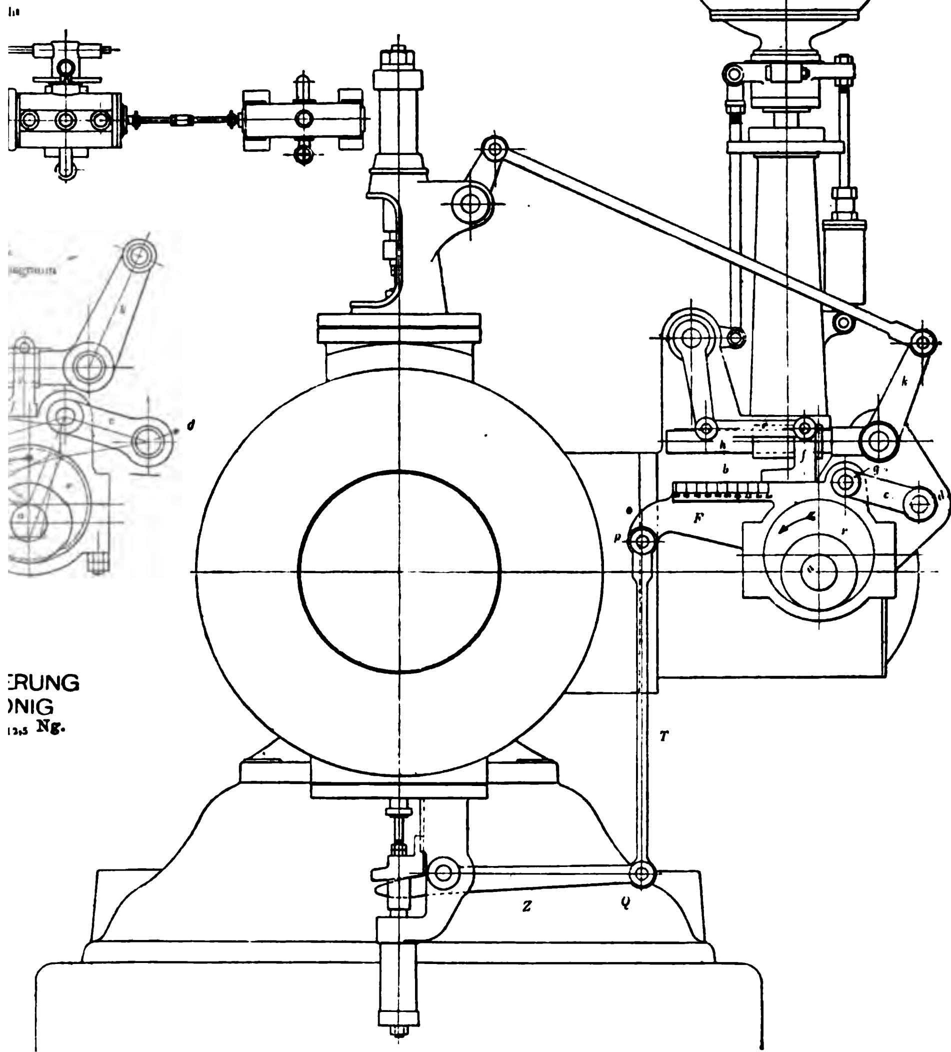



Fig. 3.
Seitenansicht
VENTILSTE
PATENT
(Fig. 3 bis 5)



Horizontale
CONDENSATIONS-DAMPFMASCHINE
mit über dem Fundament liegenden Condensator
(Fig. 1 und 2)

Fig. 4.
Stirnansicht



ERUNG
NIG
Ng.

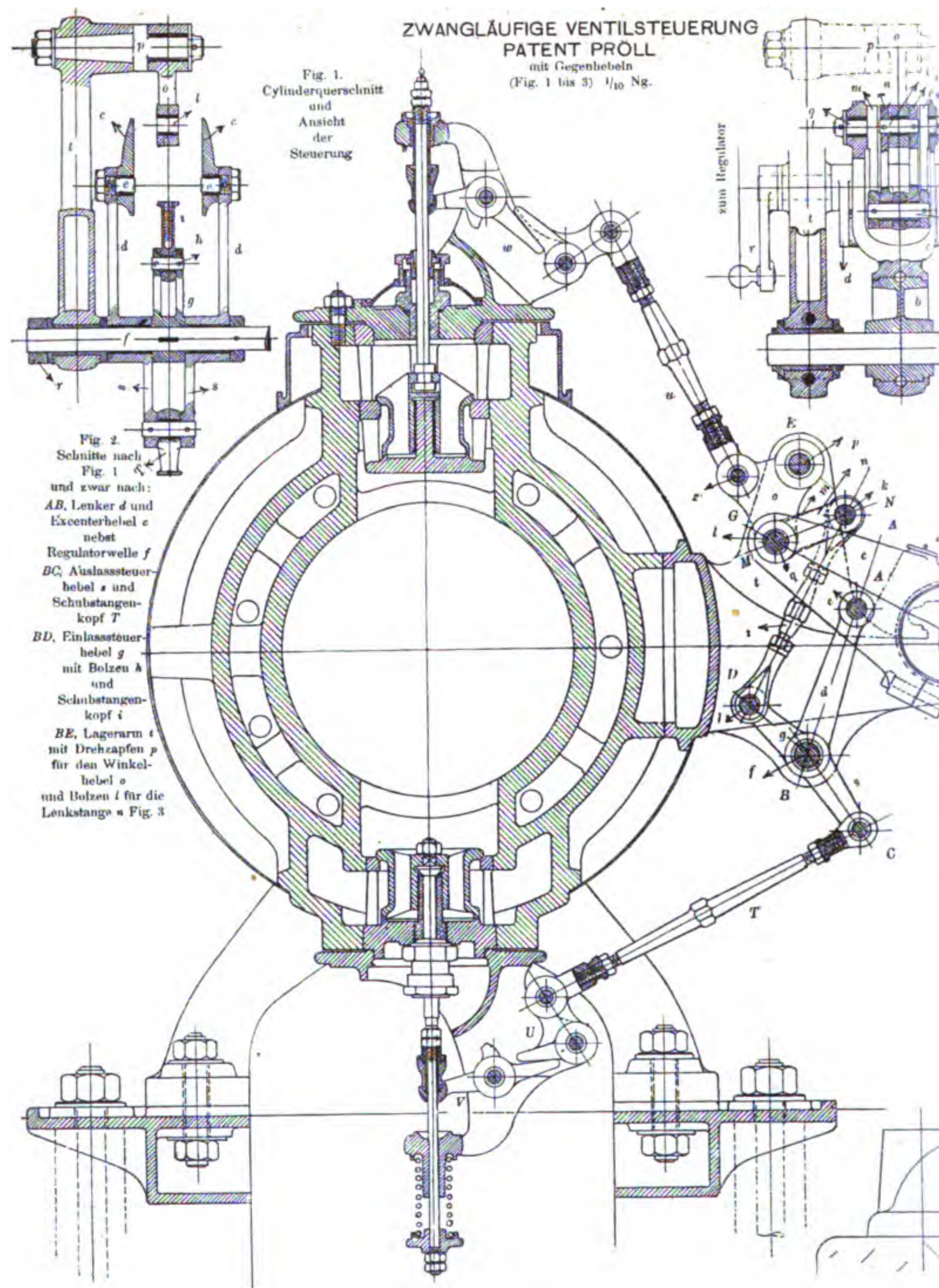

ZWANGLÄUFIGE VENTILSTEUERUNG
PATENT PRÖLL
mit Gegenhebeln
(Fig. 1 bis 3) 1/10 Ng.
Fig. 1.
Cylinderquerschnitt
und
Ansicht
der
Steuerung
Fig. 2.
Schnitte nach
Fig. 1
und zwar nach:
AB, Lenker d und
Excenterhebel c
nebst
Regulatorwelle f
BC, Auslasssteuerhebel s und
Schubstangenkopf T
BD, Einlasssteuerhebel g
mit Bolzen h
und
Schubstangenkopf i
BE, Lagerarm t
mit Drehzapfen p
für den Winkelhebel o
und Bolzen l für die
Lenkstange n Fig. 3
zum Regulator

Fig. 3.
Schnitte nach *FG* und *MN* Fig. 1
Steuerwelle *a*, Excenterscheibe *b*,
Excenterhebel *c*, Drehzapfen *q* für den
Gegenlenker *m* und Drehbolzen *k l*
für die Lenkstange *n*

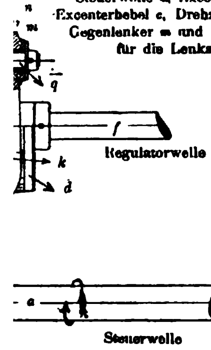
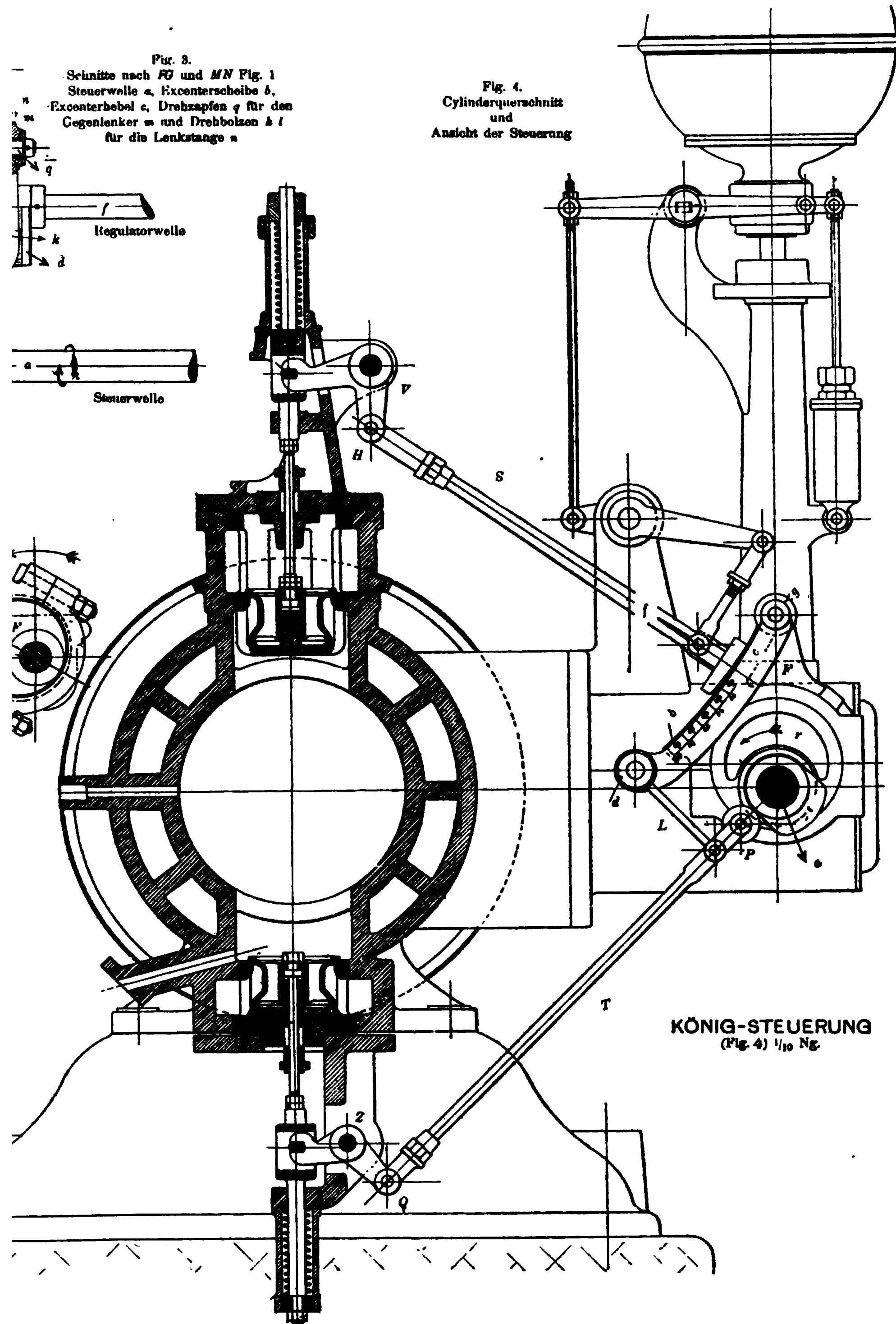
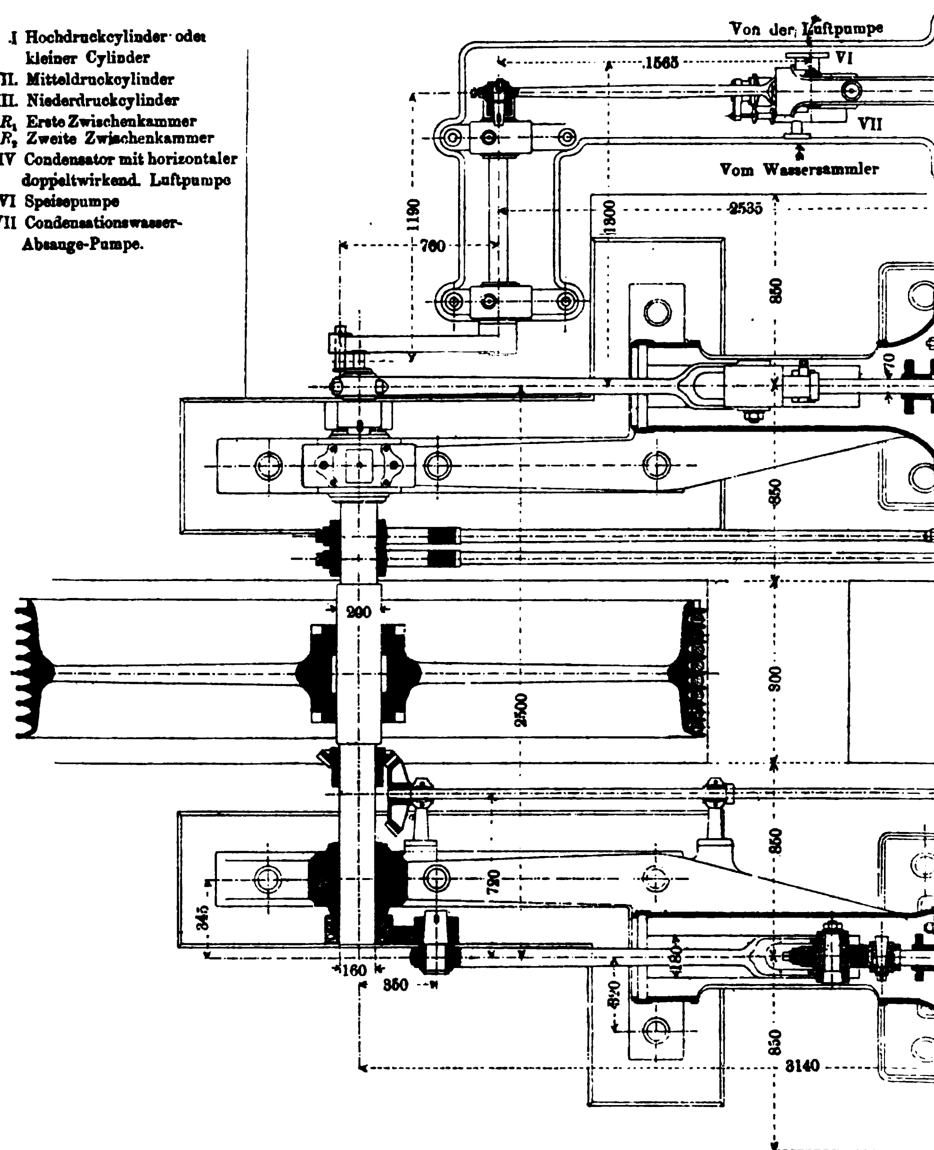


Fig. 4.
Cylinderquerschnitt
und
Ansicht der Steuerung

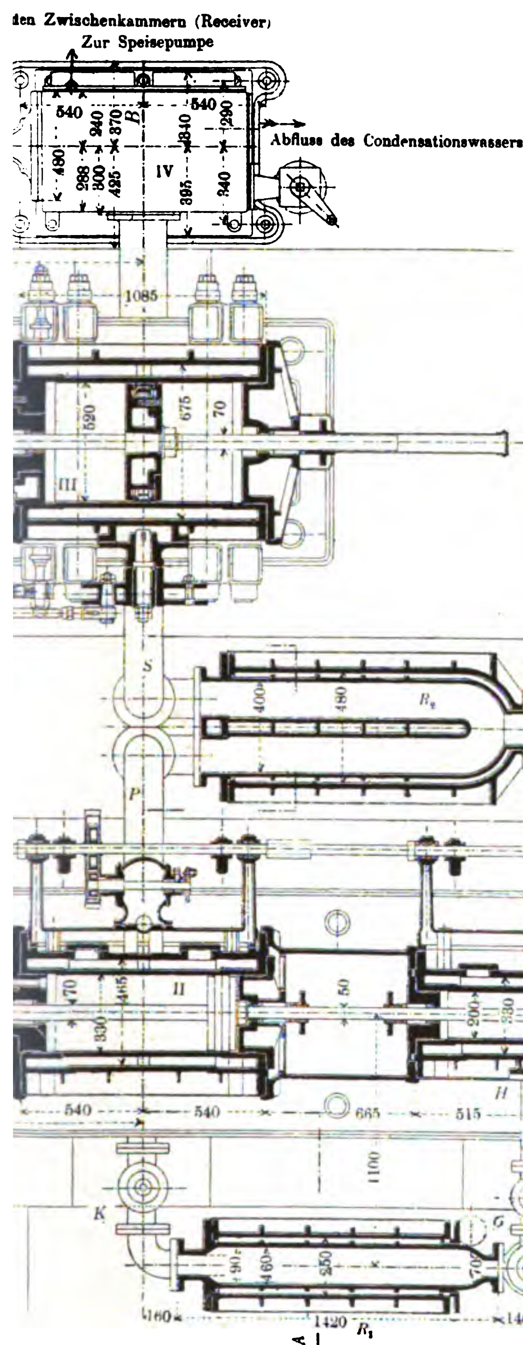


KÖNIG-STEUERUNG
(Fig. 4) $^1/_{10}$ Ng.

Fig. 1.
Draufsicht und
Horizontalschnitt durch die drei Dampfcylinder und die bei
0,08 Ng.



DREIFACH-EXPANSIONS-MASCHINE
mit Condensation
(Tafel LXII und LXIII)



Durchmesser des Hochdruchcyl. . D_1	= 200 *mm*
„ „ Mitteldruckcyl. D_2	= 330 *mm*
„ „ Niederdruckcyl. D_3	= 520 *mm*
Kolbenhub für alle 3 Cylinder... s	= 700 *mm*
Minutl. Umdrehungszahl........ n	= 104
Mittlere Kolbengeschwind. c	= 2,42 *m*/Sec.
Wirksame Kolbenflächen.......	F_1 = 304,34 *cm*²
	F_2 = 826,23 *cm*²
	F_3 = 2083,23 *cm*²
Räume der Zwischenkammern einschliesslich der Verbindungsrohre und Ventilkammern	R_1 = 62,14 *dm*³
	R_2 = 197,88 *dm*³
Volumenverhältnisse der Cylinder V_1 V_2 V_3 und der Zwischenkammern (Receiver) R_1 und R_2	V_2 = 2,71. V_1
	V_3 = 2,52. V_2
	V_3 = 6,85. V_1
	R_1 = 2,92. V_1
	R_2 = 3,41. V_2

Theoretische indic. Leistung der Maschine für die verschiedenen Füllungen des Hochdruckcylinders u. zw. bei:

	20%	50%	80% Füllung
Hochdruckcylinder ...	36,09;	39,13;	23,64 *PS*
Mitteldruckcylinder ..	18,77;	42,38;	66,09 *PS*
Niederdruckcylinder..	43,72;	119,75;	189,04 *PS*
Ganze Maschine	98,58;	201,26;	278,77 *PS*

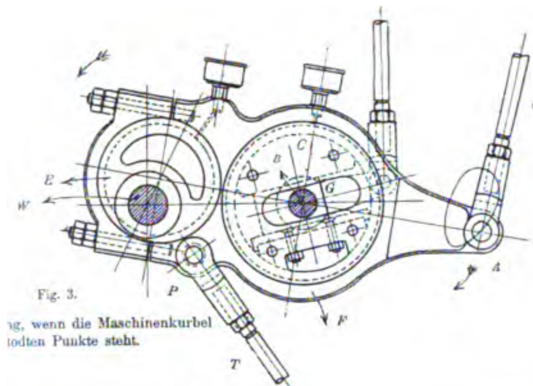


Fig. 3.

…g, wenn die Maschinenkurbel …todten Punkte steht.

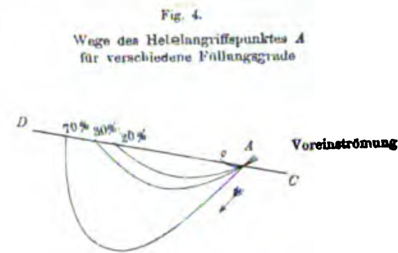
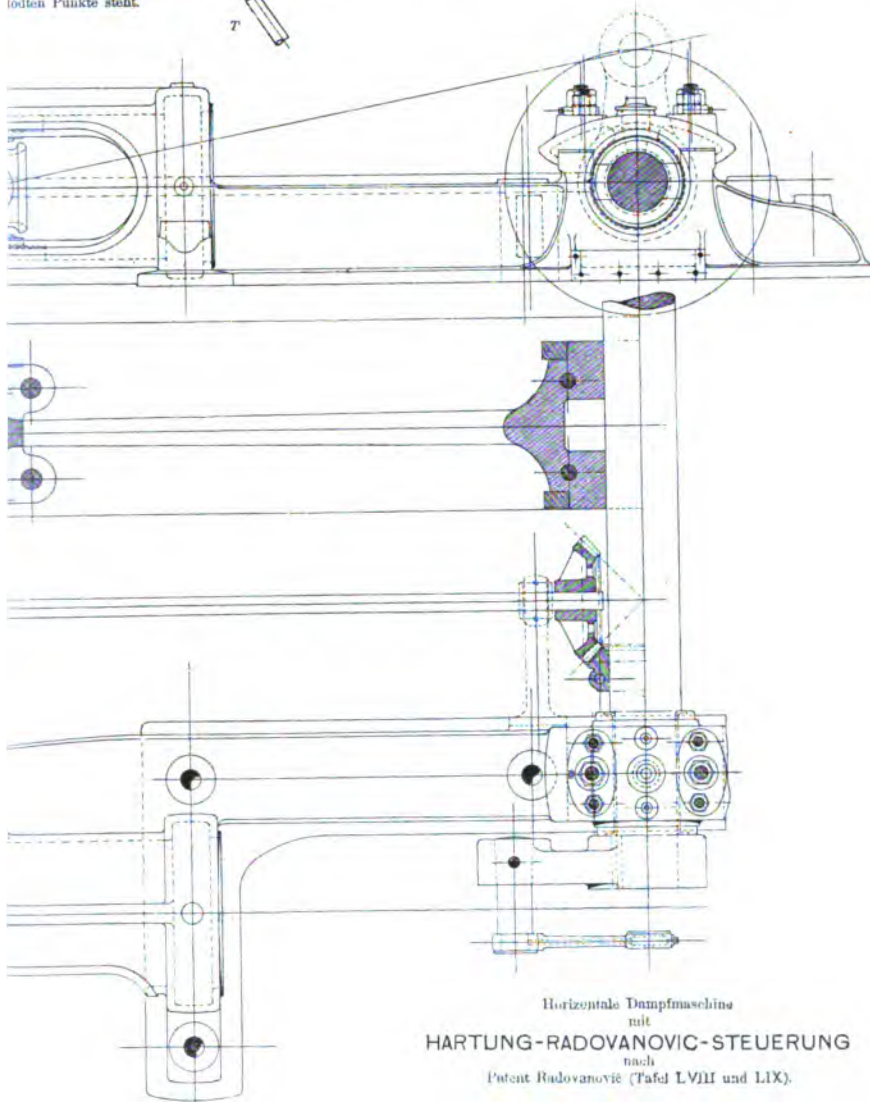


Fig. 4.

Wege des Hebelangriffspunktes A für verschiedene Füllungsgrade



Horizontale Dampfmaschine
mit
HARTUNG-RADOVANOVIC-STEUERUNG
nach
Patent Radovanović (Tafel LVIII und LIX).

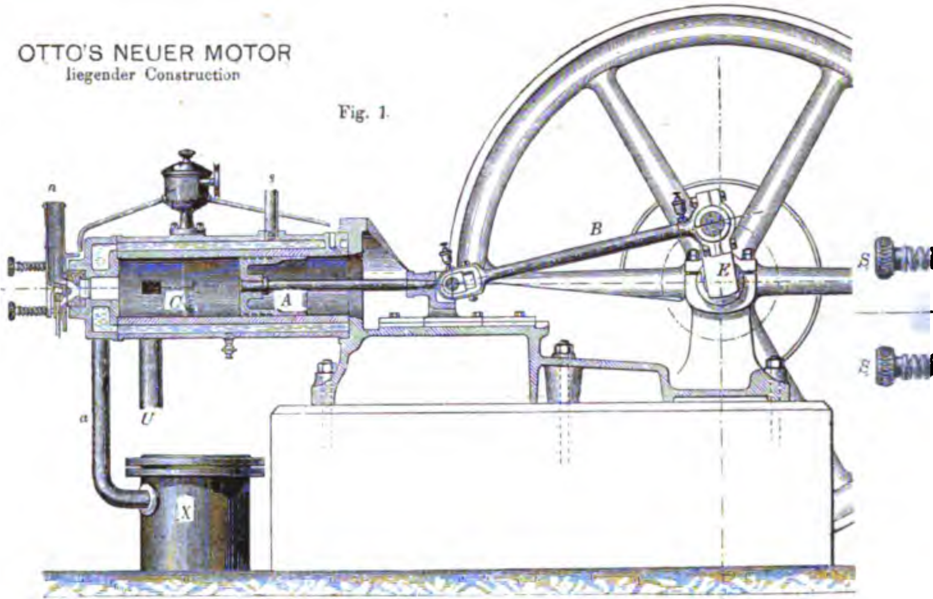


Fig. 1.

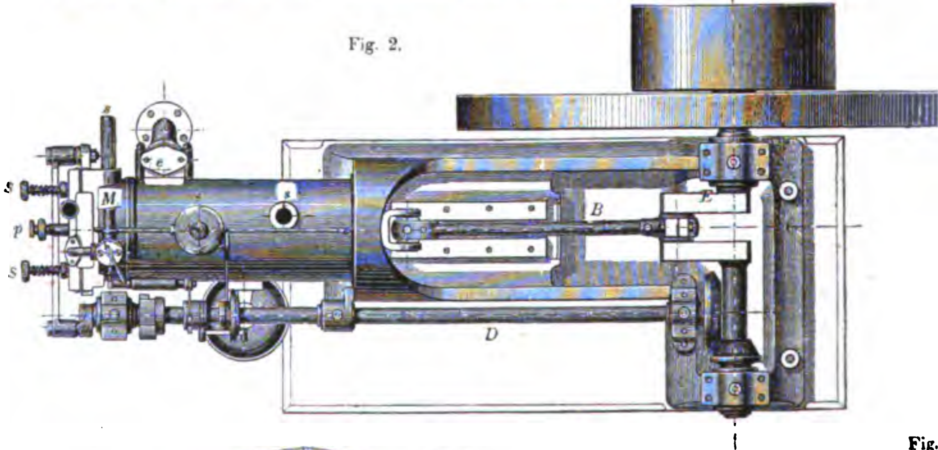


Fig. 2.

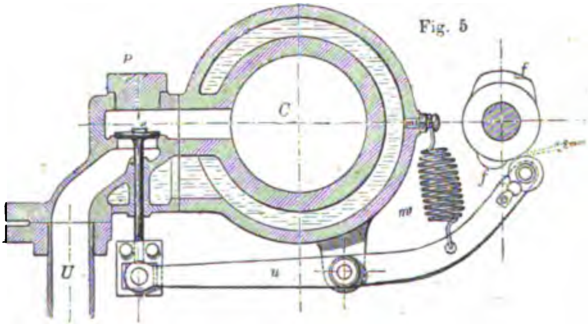


Fig. 5

Fig.

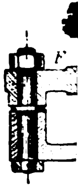


Fig. 3.

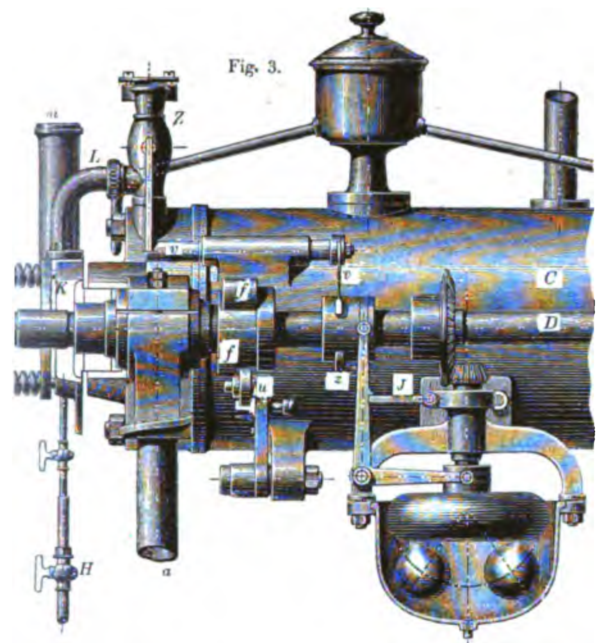


Fig. 4

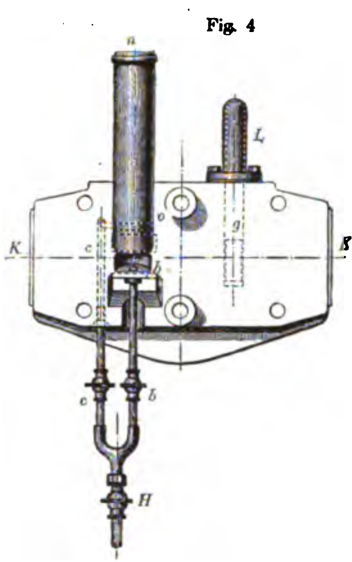


Fig. 6.

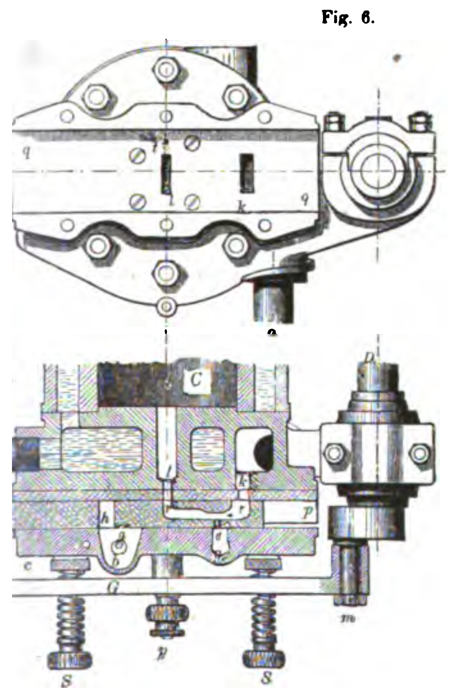


Fig. 8

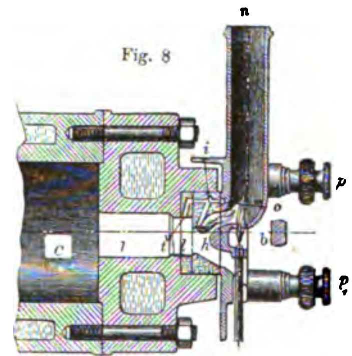


Fig. 9.

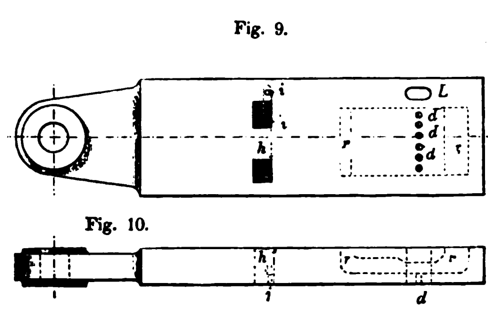
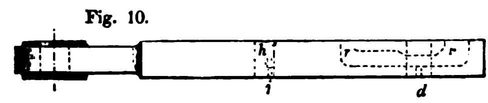


Fig. 10.



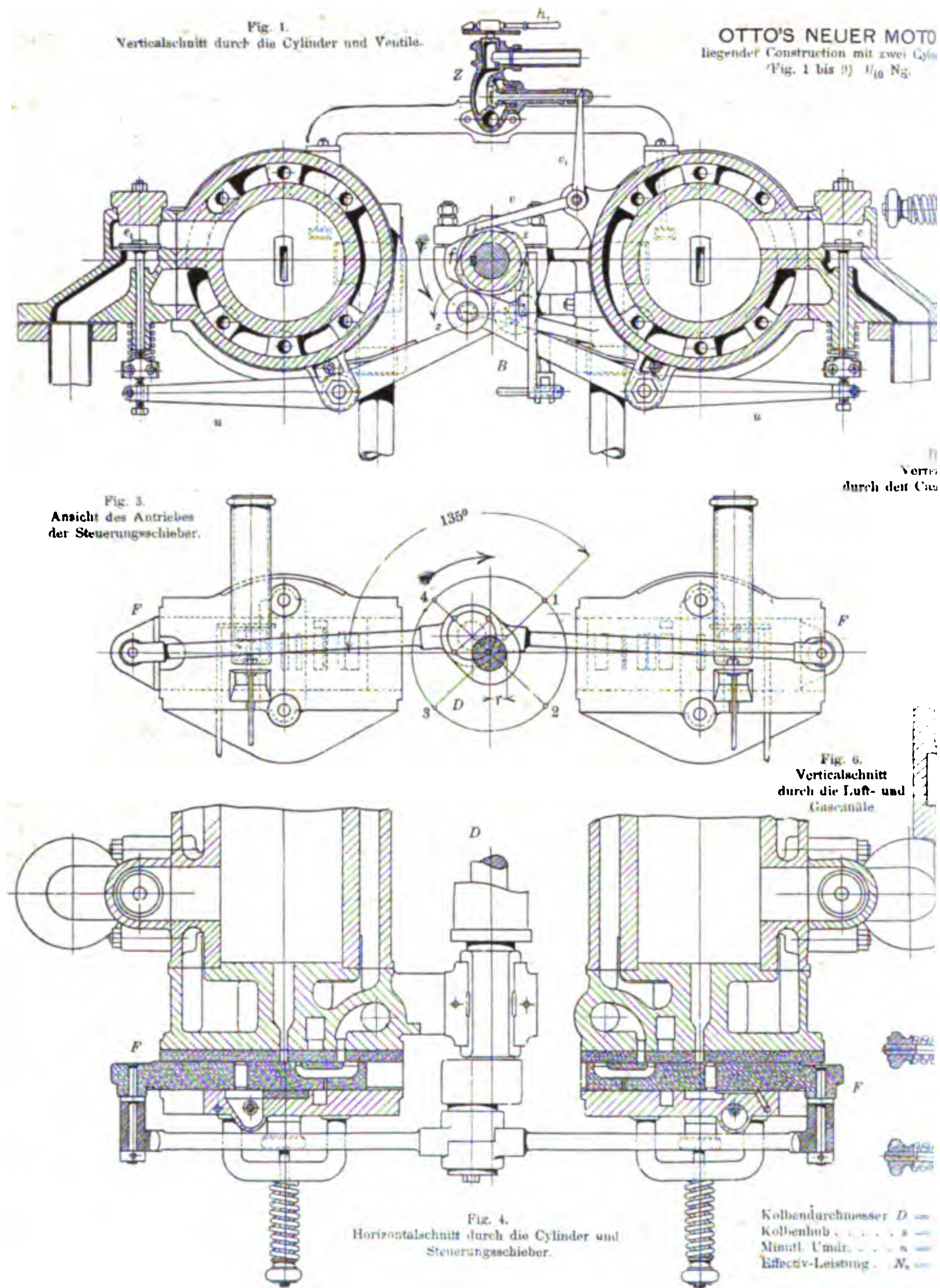


Fig. 1.
Verticalschnitt durch die Cylinder und Ventile.
OTTO'S NEUER MOTO
liegender Construction mit zwei
Fig. 3.
Ansicht des Antriebes der Steuerungsschieber.
135°
Fig. 6.
Verticalschnitt durch die Luft- und Gascanäle
Fig. 4.
Horizontalschnitt durch die Cylinder und Steuerungsschieber.
Kolbendurchmesser D =
Kolbenhub . . . . . s =
Minutl. Umdr. . . . n =
Effectiv-Leistung . N_e =

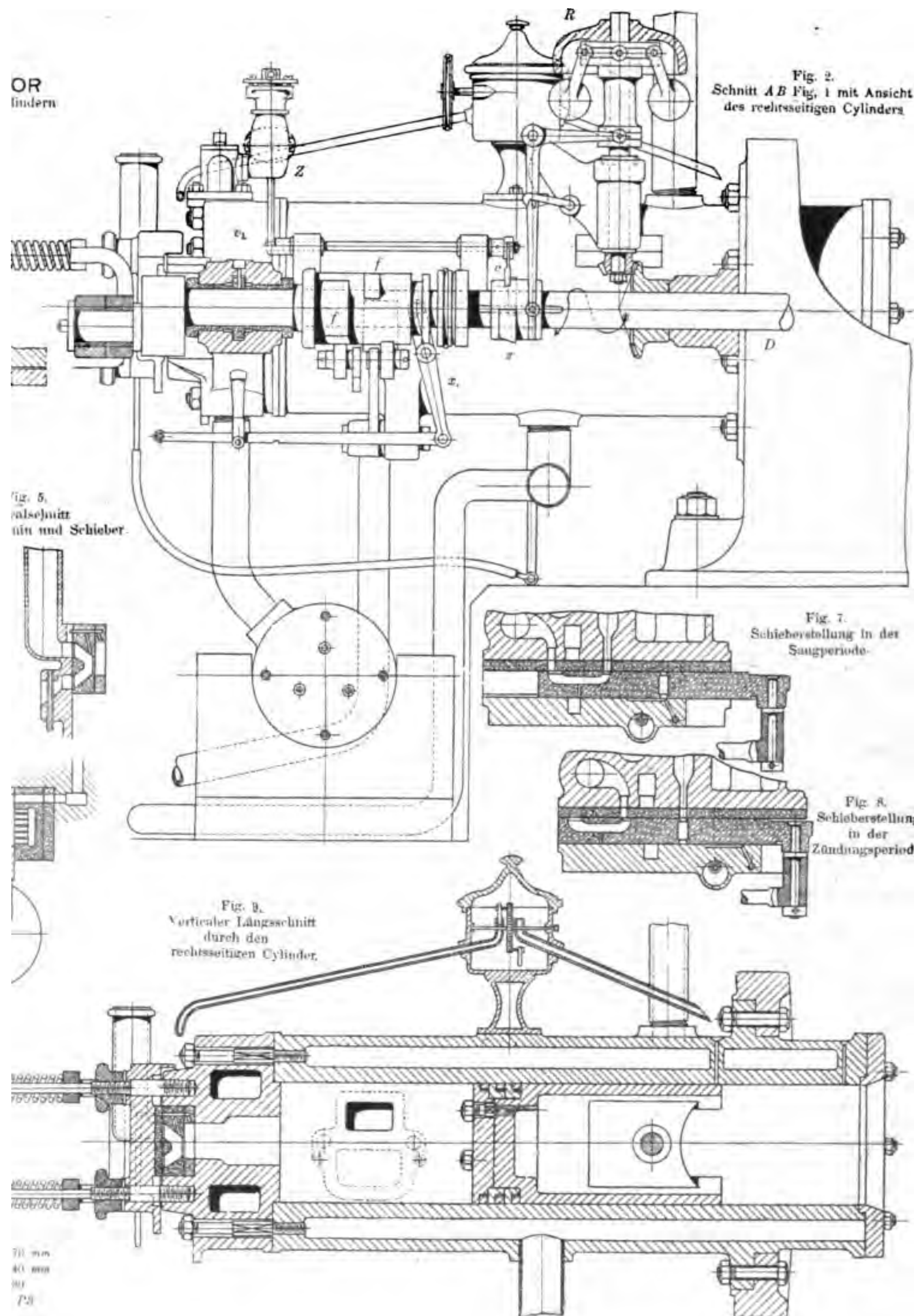
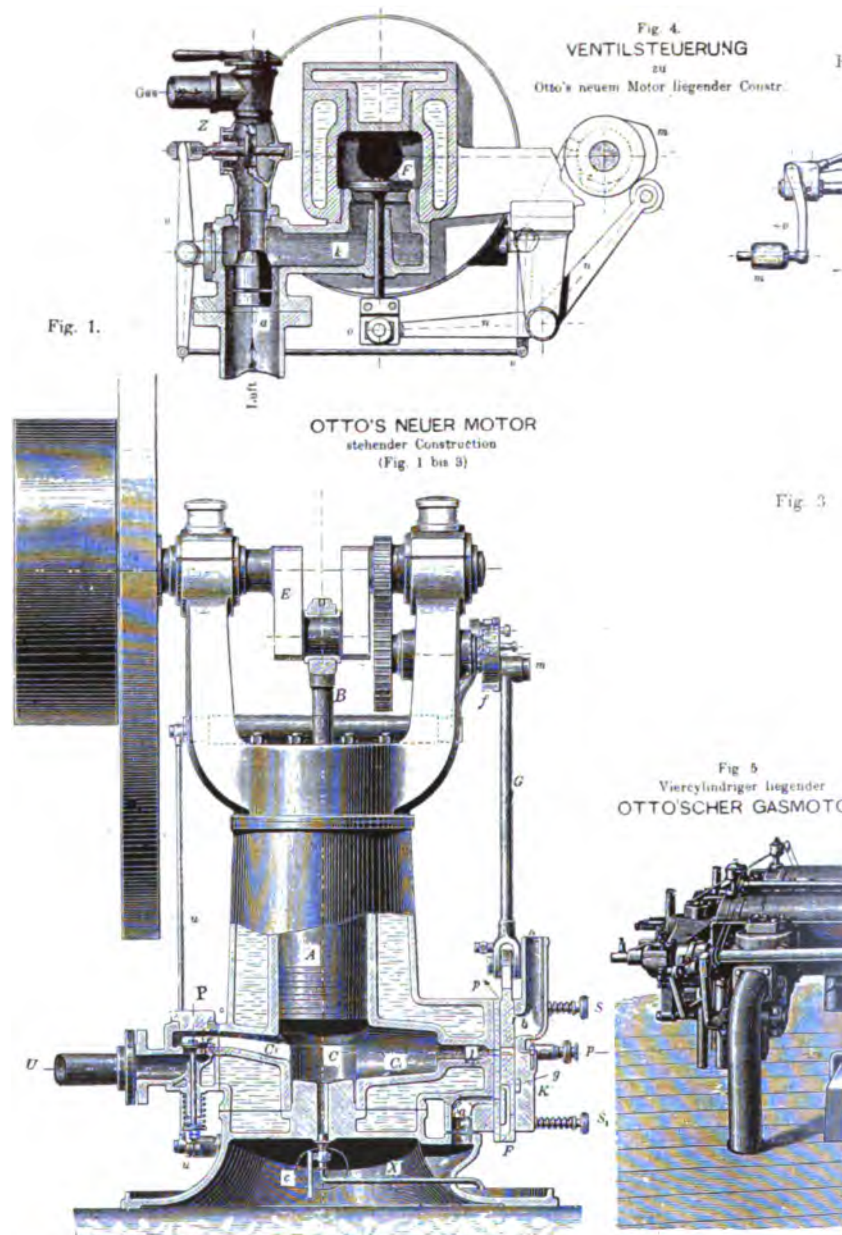


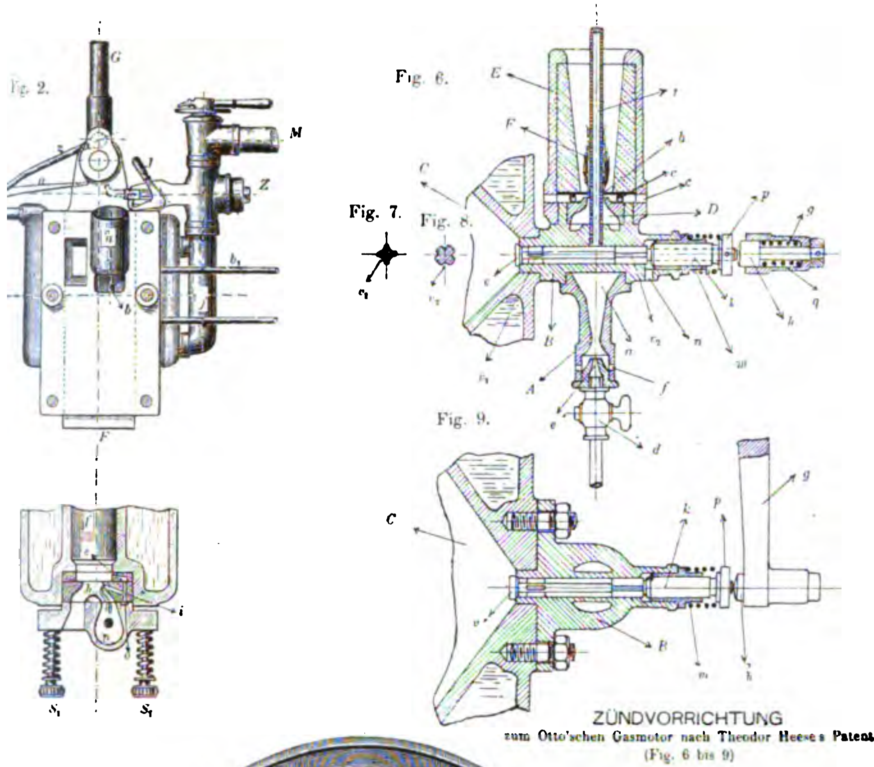
Fig. 2.
Schnitt *A B* Fig. 1 mit Ansicht des rechtsseitigen Cylinders

Fig. 7.
Schieberstellung in der Saugperiode.

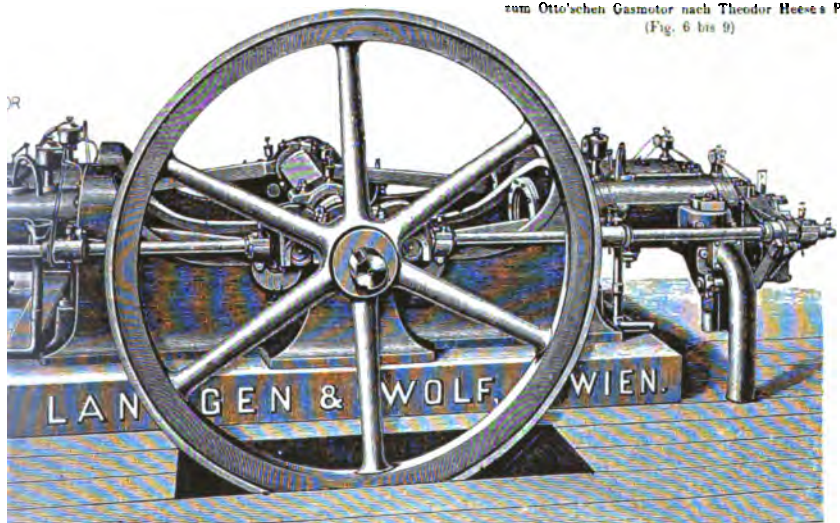
Fig. 8.
Schieberstellung in der Zündungsperiode

Fig. 9.
Verticaler Längsschnitt durch den rechtsseitigen Cylinder.

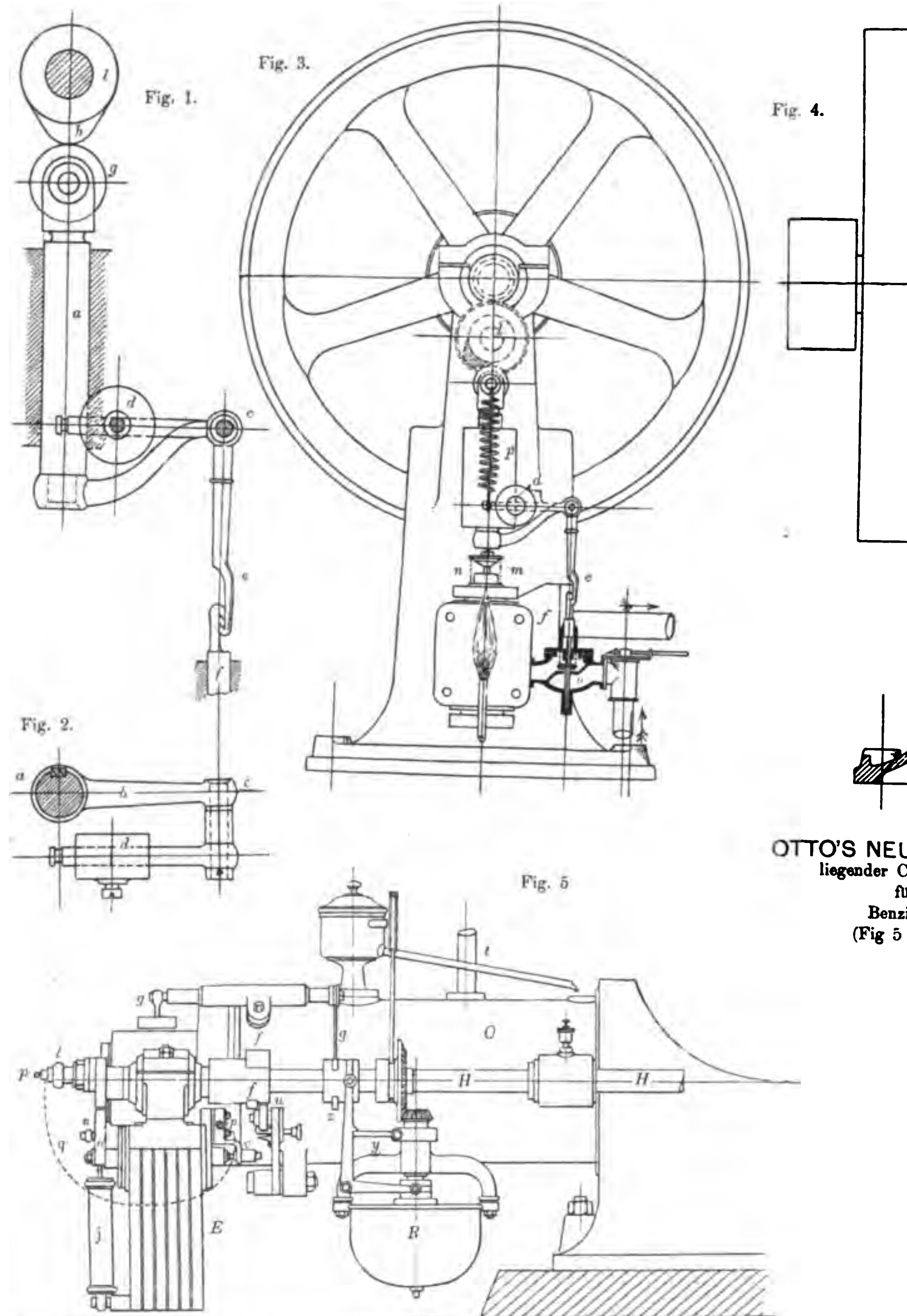

Fig. 4.
VENTILSTEUERUNG
zu
Otto's neuem Motor liegender Constr.
Fig. 1.
Gas
Luft
OTTO'S NEUER MOTOR
stehender Construction
(Fig. 1 bis 3)
Fig. 3
Fig. 5
Viercylindriger liegender
OTTO'SCHER GASMOTO



ZÜNDVORRICHTUNG
zum Otto'schen Gasmotor nach Theodor Heese's Patent
(Fig. 6 bis 9)






Fig. 1.
Fig. 2.
Fig. 3.
Fig. 4.
Fig. 5
OTTO'S NEUE
liegender Cor
für
Benzin
(Fig 5 bi

OTTO'S NEUER MOTOR
stehender Construction mit neuer Anordnung
des Pendelregulators
(Fig. 1 bis 4).

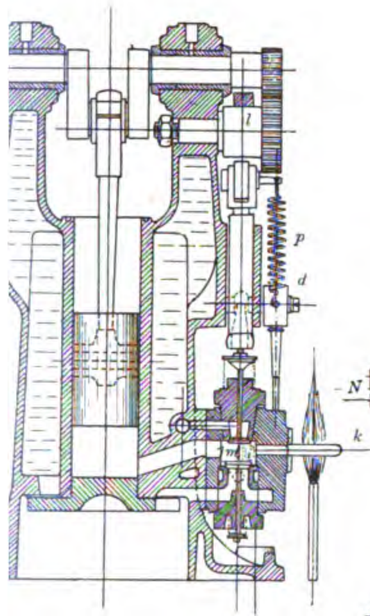


Fig. 8.

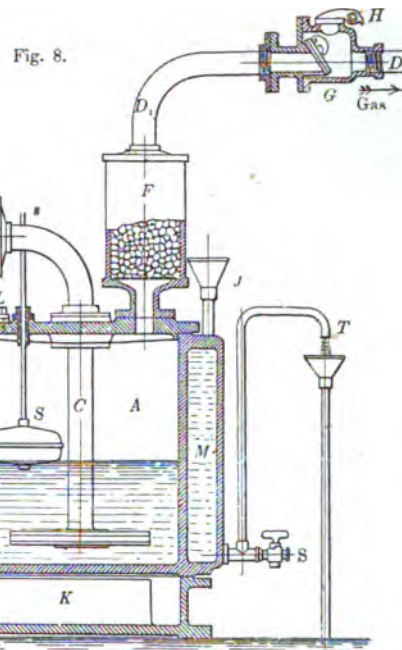
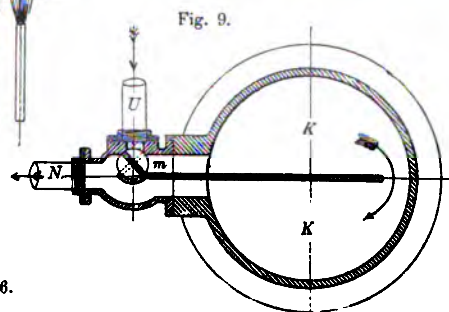


Fig. 9.



R MOTOR
ruction

9).

Fig. 6.

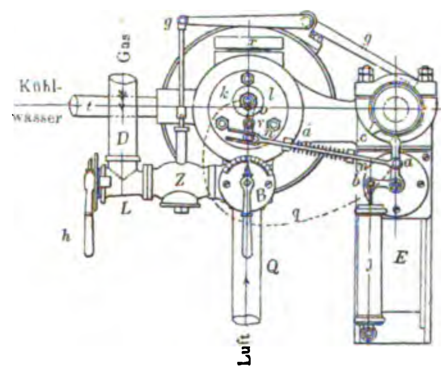
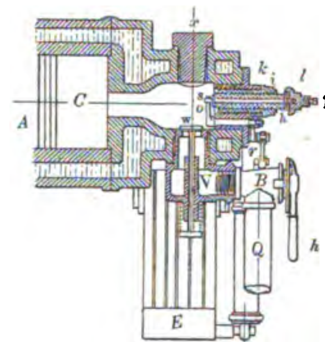


Fig. 7.



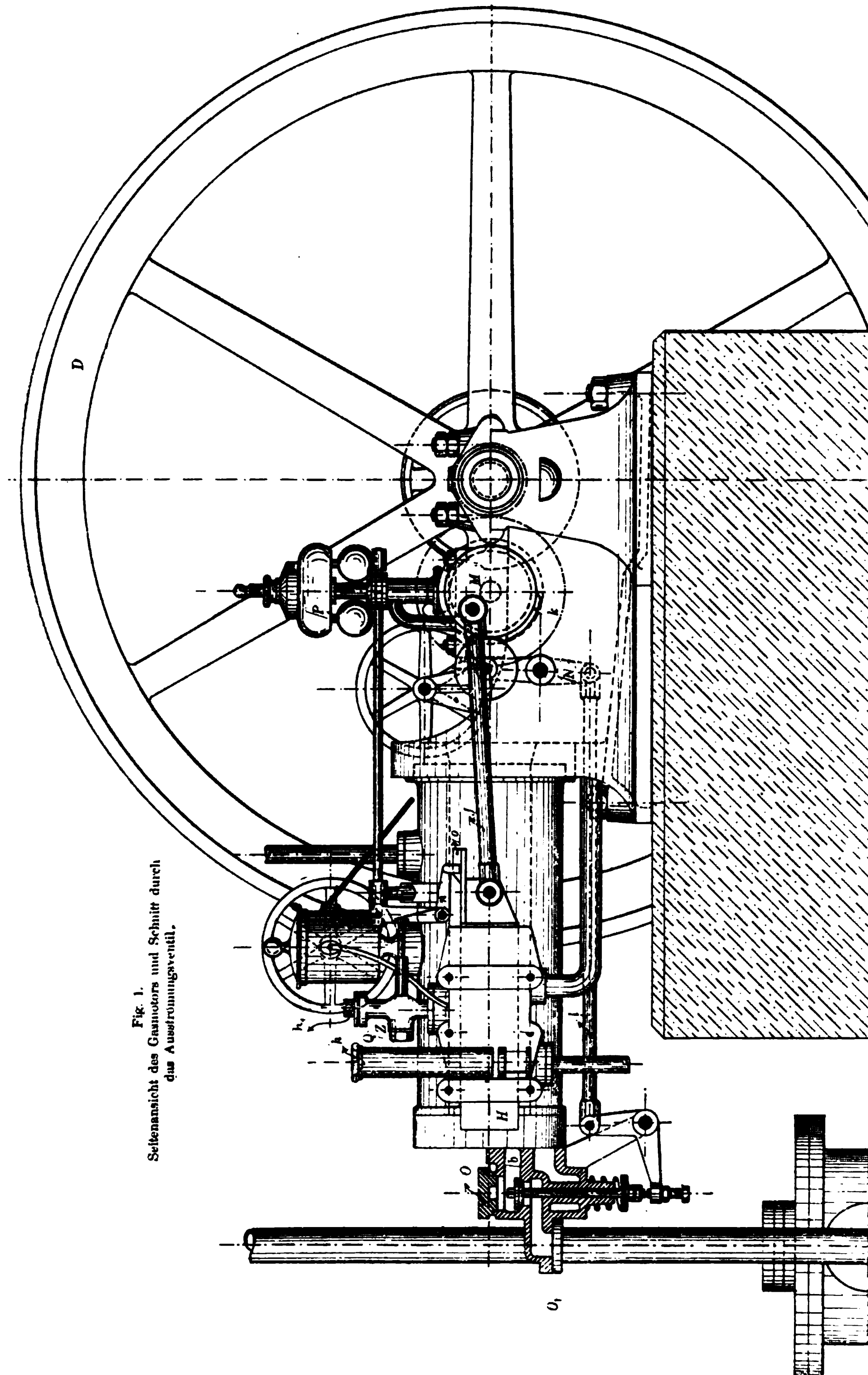


Fig. 1.
Seitenansicht des Gasmotors und Schnitt durch das Ausströmungsventil.

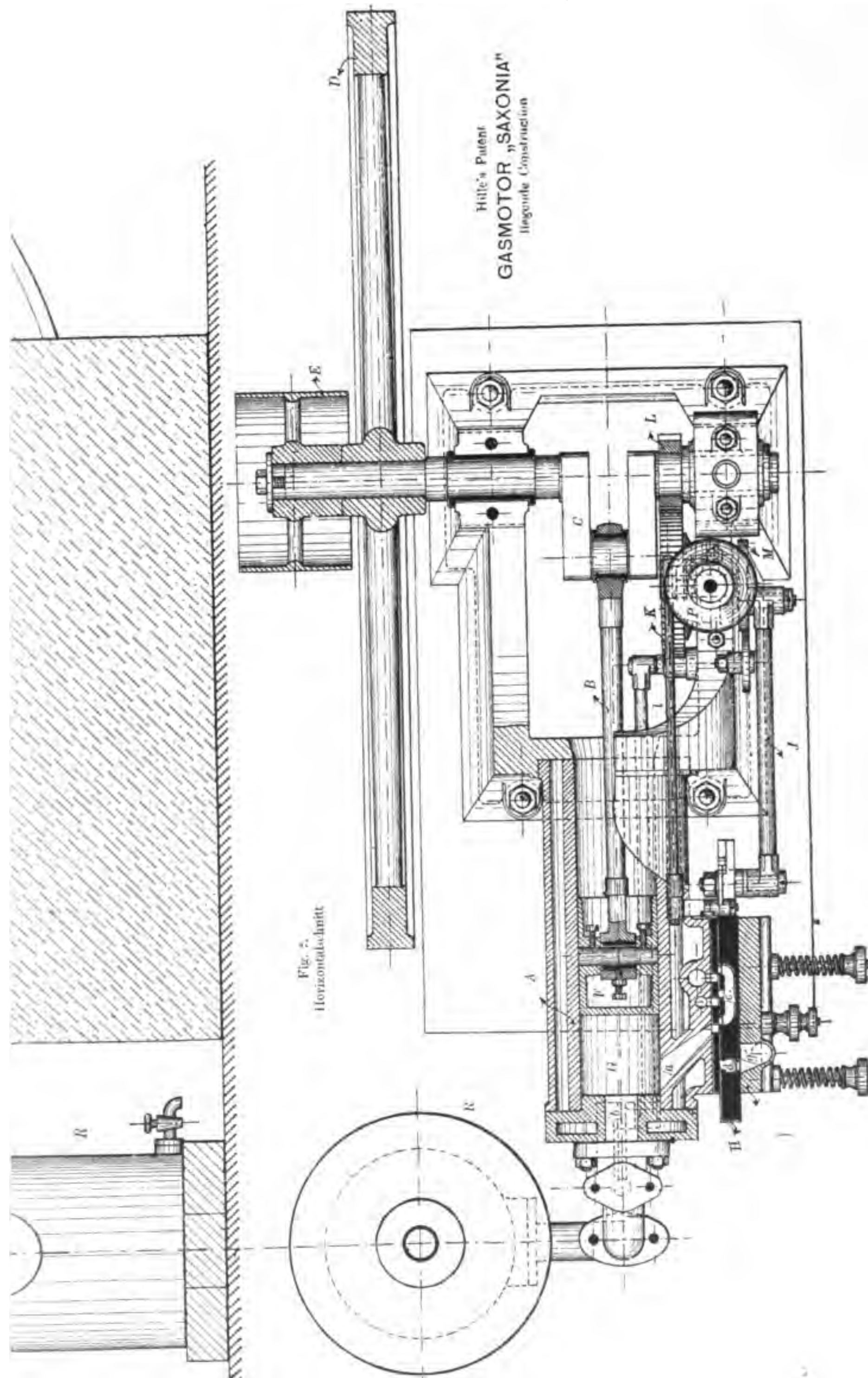
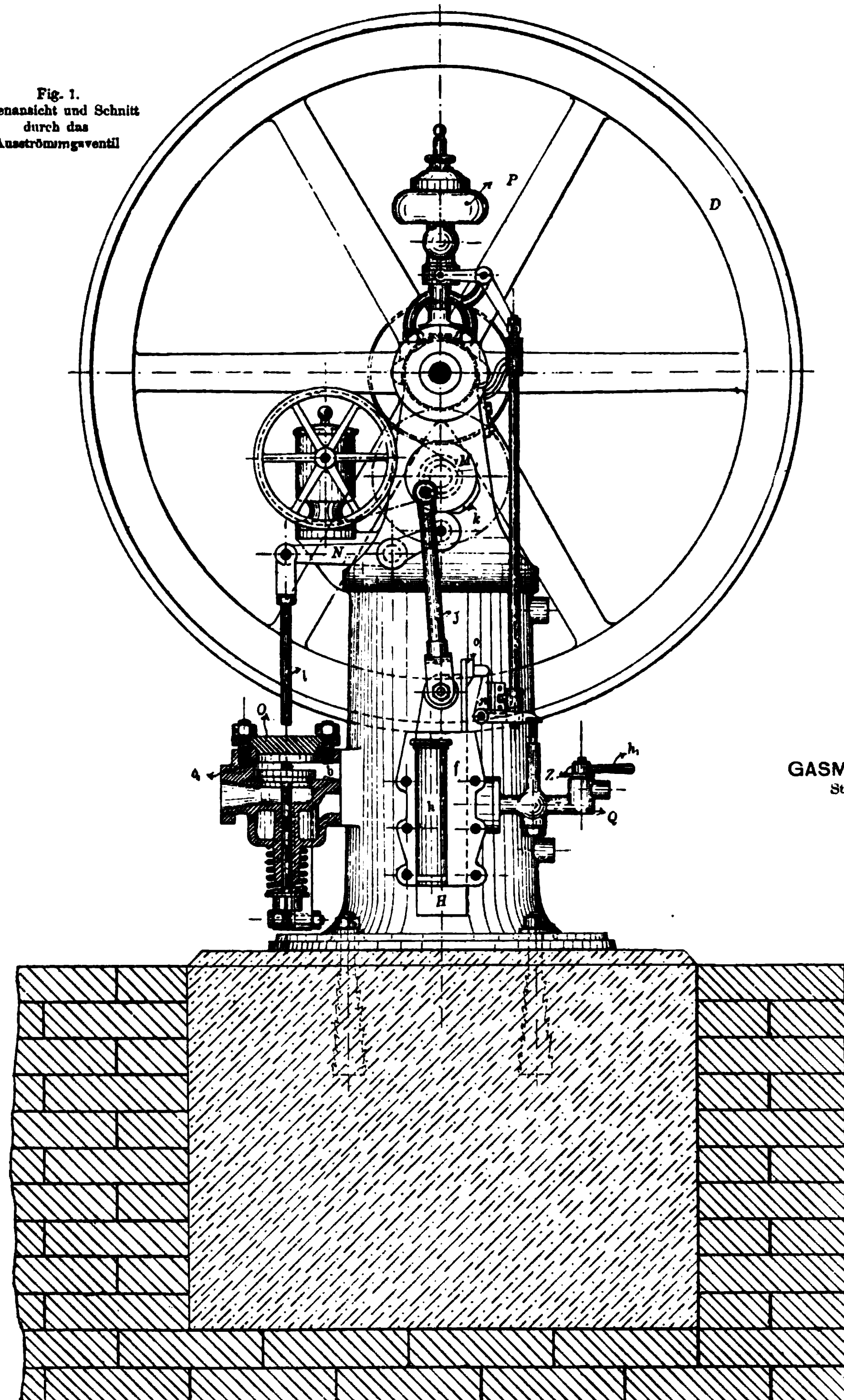
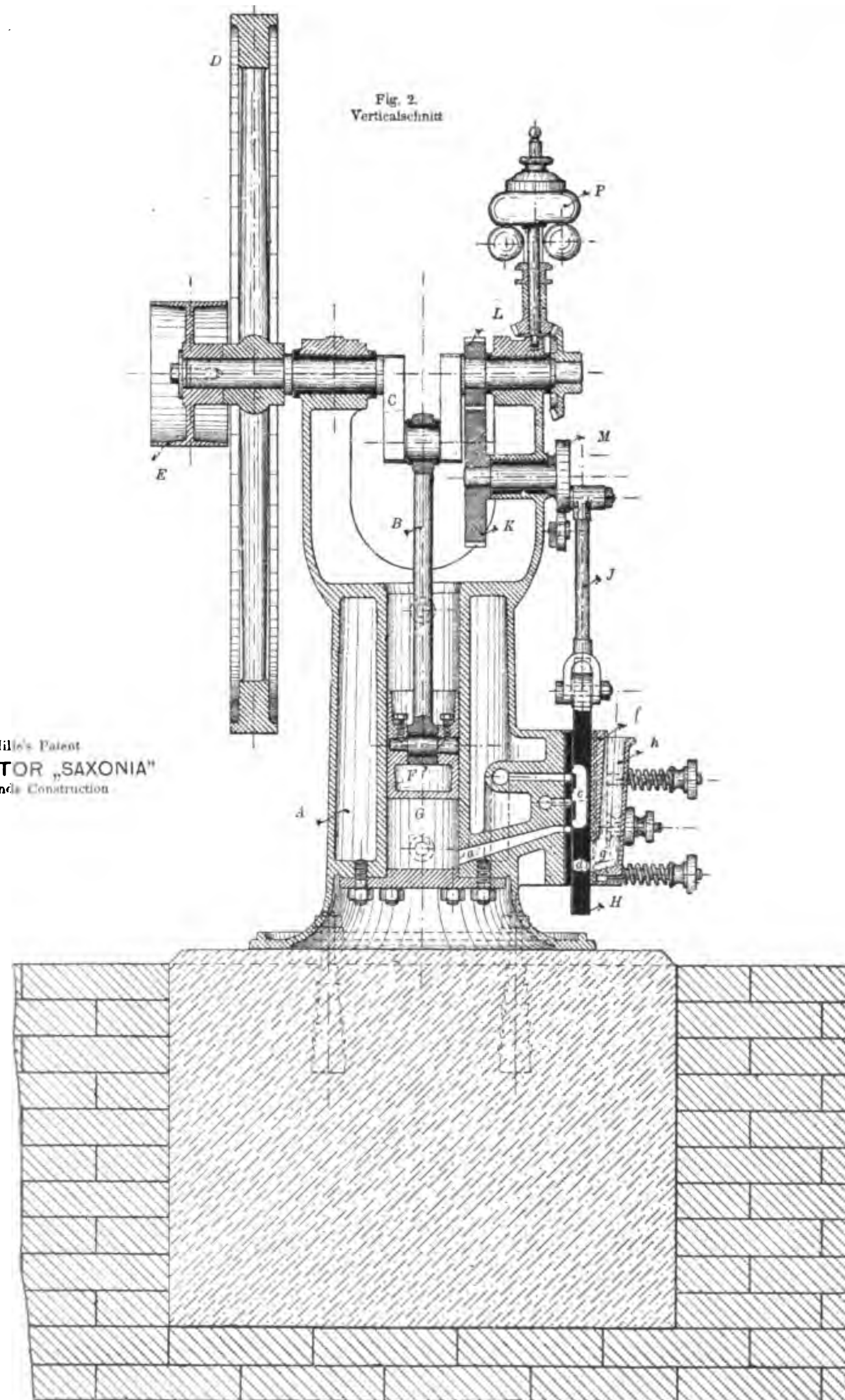

Hille's Patent
GASMOTOR „SAXONIA"
liegende Construction
Fig. 2.
Horizontalschnitt

Fig. 1.
Seitenansicht und Schnitt
durch das
Ausströmungsventil




Fig. 2.
Verticalschnitt
D
P
L
C
M
E
B
K
J
f
h
A
G
H
lille's Patent
TOR „SAXONIA"
nde Construction


b89088911888a